

Conception d'une structure soudée pour l'actionnement de vannes de pipelines automatisées

par

Hughes MICHAUD

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DE LA MAÎTRISE
AVEC MÉMOIRE EN GÉNIE MÉCANIQUE
M. Sc. A.

MONTREAL, LE 8 MAI 2017

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC



Hughes Michaud, 2017



Cette licence [Creative Commons](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/) signifie qu'il est permis de diffuser, d'imprimer ou de sauvegarder sur un autre support une partie ou la totalité de cette œuvre à condition de mentionner l'auteur, que ces utilisations soient faites à des fins non commerciales et que le contenu de l'œuvre n'ait pas été modifié.

PRÉSENTATION DU JURY

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

Mme Sylvie Doré, directrice de mémoire
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Tan Pham, codirecteur de mémoire
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Patrick Terriault, président du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Jean-Luc Fihey, membre du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 5 AVRIL 2017

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

Tout d'abord, je tiens à remercier Prof. Sylvie Doré qui, en tant que directrice de recherche, a su m'apporter son support et son expertise en méthodologie tout au long du projet ainsi qu'à travers la rédaction de ce mémoire. Mes remerciements vont aussi à mon codirecteur, Prof. Than Pham, pour ses conseils qui m'ont permis de compléter avec succès certaines phases de ce projet.

De plus, j'aimerais remercier l'entreprise hôte de ce projet de recherche en milieu pratique pour avoir non seulement investi les sommes nécessaires à la réalisation de ce projet, mais aussi pour m'avoir accueilli dans ses installations en m'accordant sa confiance et son soutien. Avoir travaillé avec le personnel et les dirigeants de cette entreprise fut pour moi un réel plaisir.

Je remercie aussi le Fonds de recherche du Québec - Nature et technologies (FRQNT), le Conseil de recherches en sciences naturelles et en génie du Canada (CRSNG) et l'École de technologie supérieure (ÉTS) pour m'avoir fourni le soutien financier nécessaire à l'accomplissement de mon projet de maîtrise.

En outre, je souhaite remercier Mario Corbin, technicien de l'application technologique et informatique à l'ÉTS, et Martin Leclerc, ingénieur de recherche et développement à la Polytechnique de Montréal. Leur collaboration et leur support ont été des éléments marquants dans la réalisation de ce projet.

Sur une note plus personnelle, je tiens finalement à remercier mon père, ma mère, mon frère et tous les autres membres de ma famille pour m'avoir encouragé à poursuivre mes études aussi loin que je le désirais. Ce soutien inestimable, ce cadeau, et bien je vous en remercie tout en vous offrant humblement ce mémoire.

CONCEPTION D'UNE STRUCTURE SOUDÉE POUR L'ACTIONNEMENT DE VANNES DE PIPELINES AUTOMATISÉES

Hughes MICHAUD

RÉSUMÉ

L'industrie pipelinière en Amérique du Nord représente un marché fort intéressant pour tout fournisseur capable de répondre à ses besoins. Toutefois, les exigences de cette industrie sont très élevées et ne cessent d'évoluer. À cet égard, ce mémoire présente le développement d'un prototype de piédestal, soit la structure liant les vannes des pipelines à leurs actionneurs, en respect de ces exigences. Ce projet suit donc une démarche complète de la science de la conception marquée par l'élaboration du cahier des charges ainsi que par la conception et l'évaluation du prototype. Des analyses par la méthode des éléments finis (AMEF) et des essais mécaniques sous la surveillance d'un système de corrélation d'image numérique (*DIC*) ont d'ailleurs été menés pour compléter ces étapes. De plus, le soudage à l'arc sous protection gazeuse (*GMAW*) a été la méthode prévalente retenue pour assembler les composantes structurelles du piédestal. L'élaboration et l'évaluation du mode opératoire de soudage (DMOS) sont donc couvertes dans ce projet où cinq (5) méthodes de contrôle non destructif (CND) ont été employées. Les résultats suggèrent que le prototype et le DMOS associé se conforment aux normes établies par l'*American Petroleum Institute (API)* et l'*American Welding Society (AWS)*. Néanmoins, certains éléments tels que le comportement en fatigue de la structure auraient besoin d'être évalués lors d'une analyse plus poussée et un seul élément doit être modifié, soit le couple de serrage des boulons liant le piédestal à la vanne.

Mots-clés : Conception, structure soudée, soudage, vannes, pipelines

DESIGN OF A WELDED STRUCTURE FOR THE ACTUATION OF AUTOMATED PIPELINE PORCESS VALVES

Hughes MICHAUD

ABSTRACT

The North American Oil and Gas industry is an interesting market for any suppliers willing to meet its needs. However, the industry standards are set high and keep evolving. In this regard, this Master's thesis presents the development of a pedestal prototype, which is the structure linking pipeline process valves to their actuators, in compliance to the industry's requirements. Thus, this work follows the whole design science research process by drawing up the project specifications as well as designing and evaluating the prototype. Finite element analysis (FEA) and mechanical tests monitored by a digital image correlation (DIC) system were also carried out to complete these steps. Moreover, the gas metal arc welding (GMAW) was the prevalent method chosen to join the structural components of the pedestal. The welding procedure specification (WPS) development and evaluation are therefore covered in this project where five (5) non-destructive testing (NDT) methods were employed. The results suggest that the prototype and its associated WPS meet the standards established by the American Petroleum Institute (API) and the American Welding Society (AWS). Nevertheless, a few elements such as the structure's fatigue behavior would need to be evaluated in a deeper analysis and only one particular element shall be modified: the tightening torque of the bolts joining the pedestal to the valve.

Keywords : Design, welded structure, welding, valves, pipelines

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LITTÉRATURE.....	5
1.1 Normalisation et réglementation du marché visé.....	5
1.2 Procédé de soudage GMAW.....	7
1.2.1 Caractéristiques de sélection du procédé	8
1.2.2 Modes de transfert.....	9
1.3 Résistance mécanique et faillite des constructions soudées	15
CHAPITRE 2 MÉTHODOLOGIE	21
2.1 Type de recherche et démarche typique.....	21
2.2 Démarche méthodologique de la présente recherche.....	22
2.3 Méthodes et livrables	25
CHAPITRE 3 CAHIER DES CHARGES	27
3.1 Description du produit à développer.....	27
3.2 Description du marché	29
3.3 Normes de conception.....	30
3.4 Description des besoins et contraintes et des spécifications techniques.....	31
CHAPITRE 4 CONCEPTION DU PIÉDESTAL ET DE SES COMPOSANTES.....	35
4.1 Génération de solutions et processus de sélection	35
4.2 Présentation de la solution développée	36
4.3 Conditions de chargement générales	41
4.3.1 Chargements statiques	41
4.3.2 Chargement cyclique	43
4.4 Interfaces de montage	44
4.4.1 Patron de trous de montage inférieur.....	44
4.4.2 Piliers de montage.....	46
4.4.3 Joint boulonné inférieur	48
4.4.4 Patron de trous de montage supérieur et joint boulonné associé	50
4.5 Profilés	51
4.6 Joints soudés	53
4.6.1 Géométrie des joints soudés.....	54
4.6.2 Section effective.....	55
4.6.3 Contrainte admissible maximale.....	56
4.6.4 Résistance des joints sous chargements statiques.....	57
4.7 Analyse numérique de la structure soudée.....	57
4.7.1 Modèle de simulation.....	58
4.7.2 Résultats	64
4.7.3 Analyses de sensibilité.....	68

4.7.4	Modification de la structure	70
CHAPITRE 5	DESCRIPTIF DU MODE OPÉRATOIRE DE SOUDAGE	75
5.1	Détermination des paramètres formant le mode opératoire de soudage	75
5.1.1	Procédé de soudage et type de source	75
5.1.2	Mode de transfert et polarité	76
5.1.3	Métal d'apport et gaz de protection	76
5.1.4	Température minimale de préchauffage et d'interpasse	77
5.1.5	Traitement thermique post-soudage.....	78
5.1.6	Configuration des joints soudés	79
5.1.7	Soudage par pointage.....	80
5.1.8	Variables de soudage	81
5.2	Étapes de montage et séquence de soudage.....	82
CHAPITRE 6	DÉMONSTRATION ET ÉVALUATION DU MODE OPÉRATOIRE DE SOUDAGE	85
6.1	Démonstration et évaluation préliminaire du mode opératoire de soudage.....	85
6.2	Évaluation formative du mode opératoire de soudage.....	88
6.2.1	Inspection visuelle, contrôle par ressuage et contrôle magnétoscopique.....	89
6.2.2	Macrographies et micrographie aléatoires	91
6.2.3	Essais de dureté Rockwell	94
6.2.4	Contrôles par ultrasons	94
6.2.5	Étude de la discontinuité interne la plus importante	97
6.3	Ajustement de certains paramètres du mode opératoire de soudage	100
6.4	Évaluation sommative du mode opératoire de soudage.....	100
CHAPITRE 7	DÉMONSTRATION ET ÉVALUATION DU PIÉDESTAL	105
7.1	Montage et déroulement des essais mécaniques	106
7.2	Démonstration du piédestal.....	111
7.3	Évaluation du piédestal	112
7.3.1	Résultats et analyse partielle de la rigidité du montage	115
7.3.2	Résultats et analyse des rigidités du piédestal et de ses boulons	117
7.3.3	Analyse de la séparation du joint boulonné inférieur	122
7.4	Retour sur les objectifs et les résultats de la démonstration et de l'évaluation.....	126
7.5	Retour sur le cahier des charges.....	127
CONCLUSION	133
RECOMMANDATIONS	135
ANNEXE I	INTRODUCTION AU GMAW	139
ANNEXE II	OUVERTURES MAXIMALES DES ACCÈS MENANT À UN DANGER EN FONCTION DES DISTANCES DE SÉCURITÉ	143

ANNEXE III	MATRICES DE FILTRAGE ET SÉLECTION DES SOLUTIONS GÉNÉRÉES.....	145
ANNEXE IV	MODES DE MONTAGE DU PIÉDESTAL À LA VANNE.....	149
ANNEXE V	CONCEPTION DES GARDES TRANSPARENTS.....	153
ANNEXE VI	MÉTHODE DE PROTECTION CONTRE LA CORROSION	155
ANNEXE VII	CALCULS DES CHARGEMENTS STATIQUES ET CYCLIQUES APPLIQUÉS AU PIÉDESTAL	157
ANNEXE VIII	DESCRIPTION DES CHARGES MAXIMALES D'OPÉRATION DE L'ACTIONNEUR	159
ANNEXE IX	DESCRIPTION DU CHARGEMENT CYCLIQUE SIMPLIFIÉ.....	161
ANNEXE X	CONCEPTION DES PILIERS.....	163
ANNEXE XI	CALCULS RELATIFS AU DIMENSIONNEMENT DES PILIERS	169
ANNEXE XII	CALCULS RELATIFS AU JOINT BOULONNÉ INFÉRIEUR.....	171
ANNEXE XIII	CALCULS RELATIFS AU JOINT BOULONNÉ SUPÉRIEUR.....	173
ANNEXE XIV	CALCULS RELATIFS AU DIMENSIONNEMENT DES COLONNES.....	175
ANNEXE XV	ANALYSE DE CONVERGENCE DU MODÈLE D'AMEF	177
ANNEXE XVI	DÉTAILS SUR LA SÉLECTION DU MÉTAL D'APPORT	183
ANNEXE XVII	DÉTAILS SUR LA PRÉPARATION, LE PROFIL ET LA FINITION DES JOINTS SOUDÉS.....	185
ANNEXE XVIII	DÉTAILS SUR LE SOUDAGE PAR POINTAGE DES JOINTS	189
ANNEXE XIX	DMOS PRÉLIMINAIRE ET ESSAIS DE SOUDAGE ASSOCIÉS	191
ANNEXE XX	ÉTAPES DE MONTAGE DU GABARIT DE SOUDAGE	195
ANNEXE XXI	SÉQUENCE DE SOUDAGE DU PROTOTYPE DE PIÉDESTAL.....	197
ANNEXE XXII	DÉTAILS SUR LES CONTRÔLES PAR RESSUAGE ET PAR MAGNÉTOSCOPIE.....	205

ANNEXE XXIII	C-SCAN ET B-SCAN DE L'ÉCHANTILLON	209
ANNEXE XXIV	ÉTUDE APPROFONDIE DE LA DISCONTINUITÉ N°5	211
ANNEXE XXV	DÉTAILS SUR LES AJUSTEMENTS DU DMOS PRÉLIMINAIRE.....	217
ANNEXE XXVI	DMOS FINAL	219
ANNEXE XXVII	RAPPORTS DES CONTRÔLES MAGNÉTOSCOPIQUE ET RADIOGRAPHIQUE.....	221
ANNEXE XXVIII	CONCEPTION DES PLAQUES DE MONTAGE	225
ANNEXE XXIX	CALCUL DES FORCES DÉPLOYÉES PAR LA PRESSE LORS DES ESSAIS MÉCANIQUES	231
ANNEXE XXX	DONNÉES DES JAUGES VIRTUELLES E0 ET E2	235
ANNEXE XXXI	CALCULS RELATIFS À LA SÉPARATION DU JOINT BOULONNÉ INFÉRIEUR.....	237
LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....		241

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 1.1 Nature et structure des éléments traités dans la revue de littérature	5
Tableau 2.1 Méthodes et livrable associés aux étapes de la démarche méthodologique	25
Tableau 3.1 Besoins des clients et du PI et spécifications techniques associées	31
Tableau 3.2 Contraintes du PI et spécifications techniques associées	33
Tableau 3.3 Contraintes des normes en vigueur	34
Tableau 4.1 Concepts retenus selon les matrices de filtrage lors de la sélection des solutions générées	36
Tableau 4.2 Chargements statiques appliqués au piédestal	43
Tableau 4.3 Dimensions de la surface de montage normalisée	45
Tableau 4.4 Sommaire des résultats relatifs au dimensionnement des piliers	47
Tableau 4.5 Sommaire des résultats relatifs au joint boulonné inférieur	49
Tableau 4.6 Longueur minimale d'engagement des vis au joint boulonné inférieur	50
Tableau 4.7 Longueur minimale d'engagement des vis au joint boulonné supérieur	51
Tableau 4.8 Sommaire des résultats analytiques relatifs au dimensionnement des profilés	53
Tableau 4.9 Détails des conditions aux frontières et des chargements appliqués au modèle d'AMEF	60
Tableau 4.10 Description des zones d'intérêt	61
Tableau 4.11 Tailles des éléments du maillage final aux zones d'intérêt	63
Tableau 4.12 Sommaire des résultats relatifs aux AMEF pour la charge de tension maximale appliquée au piédestal	65
Tableau 4.13 Sommaire des résultats relatifs aux AMEF pour la charge de compression maximale appliquée au piédestal	66
Tableau 4.14 Sommaire des résultats relatifs aux AMEF et aux calculs de vie en fatigue pour la charge cyclique simplifiée appliquée au piédestal	67

Tableau 4.15	Tailles des éléments du maillage final modifié aux zones d'intérêt additionnelles	72
Tableau 4.16	Sommaire des résultats relatifs aux AMEF pratiquées sur le modèle modifié pour la charge de tension maximale appliquée au piédestal	73
Tableau 5.1	Propriétés mécaniques du fils-électrode et du métal de base	77
Tableau 6.1	Limites des modèles expérimentaux du joint soudé typique du piédestal.....	87
Tableau 7.1	Chargements simulés et forces associées lors des essais mécaniques.....	110
Tableau 7.2	Consignes d'assemblage modifiées pour le joint boulonné inférieur et facteurs de sécurité associés	125
Tableau 7.3	Résumé des éléments validés lors de la démonstration et de l'évaluation du prototype de piédestal	126
Tableau 7.4	Validation des spécifications techniques associées aux besoins des clients et du PI	128
Tableau 7.5	Validation des spécifications techniques associées aux contraintes du PI.....	129
Tableau 7.6	Validation des contraintes des normes en vigueur	130

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1	Représentation simplifiée des positions de soudage principales.....9
Figure 1.2	Principaux modes de transfert naturels suivant l'évolution du courant et de la tension électrique11
Figure 1.3	Diamètre des gouttelettes en fonction du courant de soudage11
Figure 1.4	Joint soudé avec éclaboussures considérables12
Figure 1.5	Exemples de fusions incomplètes13
Figure 1.6	Exemples de discontinuités dans un joint soudé16
Figure 1.7	Intervalles de contraintes admissibles pour des connexions non tubulaires soumis à des chargements cycliques de types tension-tension ou tension-compression.....17
Figure 1.8	Initiation du cycle de fissuration sous un chargement cyclique de plaques en acier ASTM A36 soudées bout à bout19
Figure 1.9	Bases du modèle complet de Manson pour traiter l'effet de la contrainte moyenne20
Figure 2.1	Démarche méthodologique de la présente recherche23
Figure 3.1	Représentation simplifiée des composantes et du mécanisme d'actionnement des vannes linéaires28
Figure 4.1	Représentation du concept final de piédestal assemblé (a) et en vue explosée (b)37
Figure 4.2	Identification de certaines surfaces fonctionnelles du prototype40
Figure 4.3	Structure de présentation des composantes formant le piédestal40
Figure 4.4	Schéma du patron de trous selon la norme MSS.....45
Figure 4.5	Représentation du joint boulonné liant le piédestal aux piliers.....48
Figure 4.6	Représentation détaillée d'un des profilés52
Figure 4.7	Identification des joints soudés54

Figure 4.8	Géométrie typique en vue de coupe des joints avant (a) et après (b) le soudage.....	55
Figure 4.9	Représentation de la section effective d'un joint soudé typique du piédestal.....	56
Figure 4.10	Représentation du modèle d'AMEF.....	59
Figure 4.11	Représentation des conditions aux frontières et des chargements du modèle d'AMEF.....	59
Figure 4.12	Identification des zones d'intérêt	61
Figure 4.13	Analyse de convergence de la zone 1.....	62
Figure 4.14	Représentation du maillage final du modèle d'AMEF.....	63
Figure 4.15	Allure de la répartition des contraintes au sein du modèle d'AMEF lorsque soumis à la charge de tension maximale appliquée au piédestal.....	64
Figure 4.16	Analyse de sensibilité sur la position angulaire des trous de passage.....	68
Figure 4.17	Évolution de la contrainte équivalente Von Mises maximale à la zone d'intérêt 1 selon la position angulaire des boulons	69
Figure 4.18	Évolution de la contrainte équivalente Von Mises maximale des zones d'intérêt 2 à 7 selon la position angulaire des boulons	69
Figure 4.19	Zones d'intérêt additionnelles (a) et maillage modifié (b).....	71
Figure 4.20	Allure de la répartition des contraintes au sein du modèle AMEF modifié lorsque soumis à la charge de tension maximale appliquée au piédestal.....	73
Figure 5.1	Configuration du joint soudé typique pratiqué sur la structure.....	80
Figure 5.2	Configuration du joint soudé par point typique pratiqué sur la structure.....	81
Figure 5.3	Éléments principaux du gabarit de montage aux étapes où on positionne la plaque supérieure en (a) et les profilés en (b)	82
Figure 6.1	Modèle expérimental du joint soudé typique du piédestal.....	86
Figure 6.2	Soudure d'angle du modèle.....	90
Figure 6.3	Échantillon pour les contrôles par ressuage, magnétoscopie et ultrasons.....	90
Figure 6.4	Macrographies du modèle de joint soudé.....	92

Figure 6.5	Macrographie détaillée (a) et micrographie (b) du joint soudé.....	93
Figure 6.6	Exemple de fissure en chapeau	93
Figure 6.7	Échantillon utilisé pour les essais de dureté Rockwell	94
Figure 6.8	Système automatique d'inspection ultrasonore (a) et montage du contrôle (b)	95
Figure 6.9	Position des discontinuités relevées lors du C-scan de l'échantillon	96
Figure 6.10	Échantillon du contrôle destructif de la discontinuité no°5 : a) Échantillon du contrôle par ultrasons, b) joint soudé isolé, c) section meulée du joint et discontinuité no°5	97
Figure 6.11	Micrographies de la discontinuité no°5 à des agrandissements de 6,7 X (a) et 20 X (b)	98
Figure 6.12	État post-soudage du prototype prêt pour les contrôles non destructifs.....	101
Figure 6.13	Radiographie partielle d'un des joints du prototype où on observe la plus grosse des porosités relevées lors du contrôle radiographique complet.....	102
Figure 6.14	Prototype nettoyé au jet de sable et gardes transparents assemblés	103
Figure 7.1	Montage complet du prototype dans la presse	107
Figure 7.2	Montage des systèmes optiques et ensembles de surfaces surveillés.....	107
Figure 7.3	Détail de l'ensemble de surfaces typique surveillé	108
Figure 7.4	Préparation de type mouchetis des surfaces surveillées.....	108
Figure 7.5	Cycle du déplacement de la presse lors des essais mécaniques	111
Figure 7.6	Cycle de chargement complet de la presse et déplacement associé.....	115
Figure 7.7	Boulons inférieurs sectionnés lors des essais mécaniques	116
Figure 7.8	Modèle de corrélation d'image numérique	117
Figure 7.9	Cartographie des déplacements dans l'axe de la presse du prototype et de son montage tout juste avant la rupture des boulons inférieurs.....	119
Figure 7.10	Cycle de chargement complet et allongement du piédestal et des boulons inférieurs	120

Figure 7.11	Longueurs libres estimées (a) et corrigées (b) des boulons inférieurs et de leur membrure	123
-------------	---	-----

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

2D	Bidimensionnel
3D	Tridimensionnel
AISC	American Institute of Steel Construction
AMEF	Analyse par la méthode des éléments finis
ANSI	American National Standards Institute
API	American Petroleum Institute
AWS	American Welding Society
CCN	Conseil canadien des normes
CSA	Canadian Standards Association
DMOS	Descriptif du mode opératoire de soudage
ÉTS	École de technologie supérieure
GMAW	Gaz Metal Arc Welding
GTAW	Gaz Tungsten Arc Welding
ISO	International Organization for Standardization
MSS	Manufacturers Standardization Society of the Valve and Fitting Industry
PI	Partenaire industriel
SMAW	Shielded Metal Arc Welding
ZAT	Zone affectée thermiquement

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

m	mètre
cm	centimètre
mm	millimètre
pi	pied
po	pouce
μpo	micropouce
m ²	mètre carré
mm ²	millimètre carré
po ²	pouce carré
m ³	mètre cube
mm ³	millimètre cube
ml	millilitre
kg	kilogramme
g	gramme
kg/m ³	kilogramme par mètre cube
MHz	mégahertz
mm/s	millimètre par seconde
ipm	pouce par minute
°	degré
Cfh	pied cube par heure
kN	kilonewton
N	newton

XXIV

lbf	livre-force
N-m	newton-mètre
lbf-pi	libre-force-pied
N/mm	newton par millimètre
GPa	gigapascal
MPa	mégapascal
ksi	kilolivre-force par pouce carré
psi	livre-force par pouce carré
J	joule
pi-lbf	pied-livre-force
A	ampère
V	volt
°C	degré Celsius
°F	degré Fahrenheit
HRC	Rockwell C
%	pourcent

INTRODUCTION

L'industrie pipelinière en Amérique du Nord joue un rôle majeur dans le secteur de l'énergie. Actuellement, au moins 97 % du pétrole brut terrestre et du gaz naturel produits quotidiennement au Canada est transporté par les réseaux pipeliniers (CEPA, 2014, p. 3). En 2013, le pétrole brut et le gaz naturel représentaient respectivement 44,1 % et 34,1 % de la production d'énergie primaire totale du Canada (Statistique Canada, 2014). Cette industrie bien établie et très lucrative représente donc un marché fort intéressant pour tout fournisseur d'équipements capables de répondre à ses besoins.

Le partenaire industriel de cette recherche, que nous nommerons «PI» à partir de maintenant, s'est entre autres intéressé à ce secteur d'activité. Le PI se spécialise dans l'actionnement de vannes industrielles et compte parmi ses clients des industries œuvrant dans l'extraction minière, la transformation des minerais et la gestion des eaux usées. Il conçoit et fabrique des vérins pneumatiques (aussi appelés actionneurs) activant différents types de vannes linéaires, soit des systèmes permettant de contrôler l'écoulement d'un fluide au sein d'une conduite. Le mécanisme et le fonctionnement de ces systèmes automatisés sont d'ailleurs illustrés de façon simplifiée à la Figure 1.

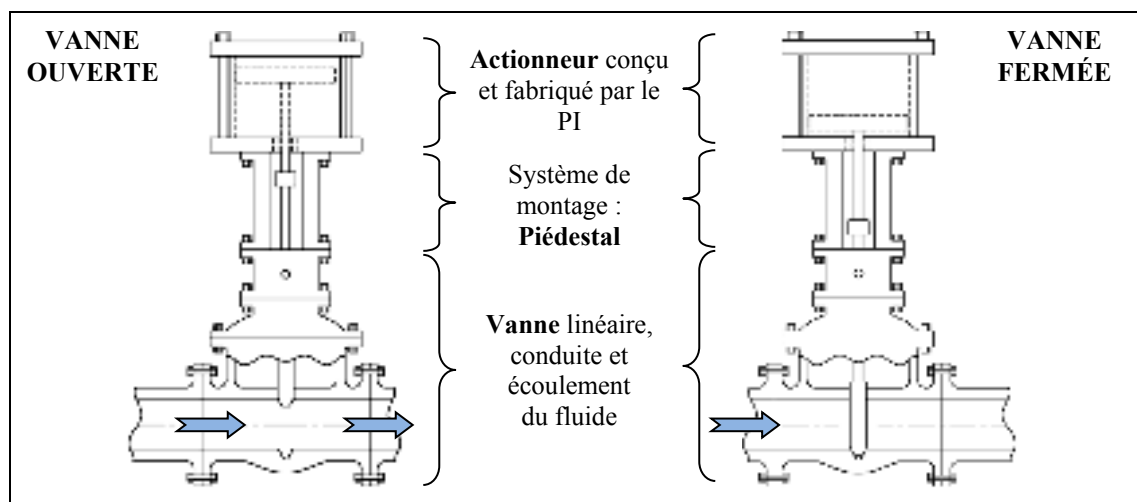


Figure 1 Représentation simplifiée du mécanisme d'actionnement des vannes linéaires

Présentement, le PI ne conçoit et ne fabrique que les actionneurs. Leurs clients actuels font donc l'acquisition du système de montage des composantes statiques, soit le piédestal illustré à la Figure 1, auprès de tierces entreprises manufacturières et l'assemblent au produit du PI afin d'automatiser leurs vannes.

Tout comme les secteurs d'activités présentés précédemment, l'industrie pipelinière intègre ce genre de mécanisme à ses réseaux de conduites. En effet, ces systèmes remplissent différentes fonctions sur les pipelines d'énergie, telles que le contrôle de la pression du fluide transporté et la commande du départ et de l'arrêt de son écoulement. Toutefois, après une recherche effectuée par le PI auprès du marché visé, soit l'industrie pipelinière du Canada et des États-Unis, l'entreprise a constaté que les solutions d'actionnement retenues par ces sociétés étaient les mécanismes comprenant le piédestal. Cette sélection est motivée par le besoin des clients d'acquérir une solution d'actionnement clé en main. Ainsi, pour intégrer ce nouveau marché, le PI doit fournir à ses clients potentiels un système d'actionnement incluant le piédestal.

Seulement, un problème survient : l'entreprise ne possède actuellement pas l'expertise nécessaire au développement d'un piédestal répondant aux exigences du marché visé. En effet, tout équipement développé pour le domaine du transport de pétrole et de gaz naturel doit répondre à des normes et à des réglementations nationales et internationales encore inconnues de l'entreprise.

En réponse à ce problème, le PI et l'École de technologie supérieure (ÉTS) ont élaboré un partenariat de recherche dans le cadre d'un projet de maîtrise. L'objectif principal de ce projet consistait à développer un prototype de piédestal dédié au secteur du transport de pétrole et de gaz naturel au Canada et aux États-Unis. Les objectifs secondaires s'inscrivant alors dans ce processus de développement se résumaient à concevoir et valider l'intégrité structurelle de ce prototype, tant au niveau de ses composantes qu'à celui de sa méthode d'assemblage. Ce mémoire prendra donc la forme d'une étude de cas suivant une démarche de la science de la conception axée sur la conception et l'évaluation de l'artefact, en

l'occurrence le prototype de piédestal. De plus, nous poserons comme hypothèse de travail que le soudage à l'arc sous protection gazeuse (*GMAW*₁) est un procédé adéquat pour assembler les composantes structurelles du piédestal, et ce, à la suite d'une étude préliminaire et d'une revue de littérature. De ce fait, le mode opératoire de soudage qui en découle sera aussi le sujet de cette recherche considérant qu'il constitue un artefact secondaire inscrit dans le développement du piédestal.

Ainsi, le chapitre 1 portera sur la revue de littérature qui exposera entre autres une vision actuelle du savoir scientifique relatif aux notions d'ingénierie utiles au développement du piédestal. Ensuite, le chapitre 2 exposera la démarche méthodologique du présent projet, et le 3^e chapitre présentera son cahier des charges. Quant à lui, le chapitre 4 détaillera la conception du piédestal. Le 5^e chapitre présentera plutôt le mode opératoire de soudage développé en laboratoire. Par la suite, les chapitres 6 et 7 couvriront les démonstrations et les évaluations respectives de ce mode opératoire de soudage et du prototype de piédestal. Pour finir, deux chapitres distincts permettront de conclure sur le projet et d'émettre certaines recommandations utiles aux éventuels travaux qui donneront suite à cette recherche.

¹ De l'anglais : *Gas Metal Arc Welding*

CHAPITRE 1

REVUE DE LITTÉRATURE

Le présent projet de recherche soulève plusieurs défis pour le chercheur et le partenaire industriel (PI). Un d'entre eux consiste à intégrer un nouveau marché, soit le secteur du pétrole et du gaz naturel, ainsi qu'à respecter les systèmes de normalisation et de réglementation associés. Un autre défi réside dans la maîtrise du procédé de soudage GMAW pour la construction de structures soudées, c'est-à-dire une pratique actuellement hors du champ d'expertise du PI. À ceci s'ajoute un défi supplémentaire, soit d'assurer l'intégrité structurelle du produit à développer, et ce, pour toutes les conditions de chargements auxquelles il sera soumis.

Dans le but de répondre à ces différents défis, la présente revue de littérature fait état des connaissances nécessaires pour les surmonter. Le Tableau 1.1 présente ainsi la nature et la structure des éléments discutés dans ce chapitre.

Tableau 1.1 Nature et structure des éléments traités dans la revue de littérature

No° de Section	Sujets traités
1.1	Normalisation et réglementation du marché visé
1.2	Procédé de soudage GMAW
1.2.1	Caractéristiques de sélection
1.2.2	Modes de transfert
1.3	Résistance en fatigue des constructions soudées

1.1 Normalisation et réglementation du marché visé

Le piédestal doit respecter les réglementations locales du marché visé, soit l'industrie des pipelines d'énergie du Canada et des États-Unis. Au Canada, ces réglementations sont émises par l'Office national de l'énergie (ONE), soit l'autorité principale concernant la réglementation des systèmes de pipelines traversant les frontières provinciales et

internationales (CEPA, [s.d.]). Ces réglementations sont entre autres développées en collaboration avec l'Association canadienne de normalisation (*CSA*²) (CEPA, 2014, p. 5), soit un organisme accrédité au Canada par le Conseil canadien des normes (CCN) et aux États-Unis par l'Institut national américain de normalisation (*ANSI*³) (CSA, [s.d.]). Notons que la CSA a un impact important sur les règlements canadiens s'appliquant aux pipelines, car ces règlements se basent directement sur les normes développées par cette association (CEPA, [s.d.]). Seulement, bien que la CSA ait publié certaines normes portant sur les systèmes pipeliniers, aucune d'entre elles ne couvre le développement du système de montage des actionneurs des vannes de conduites selon l'information délivrée par cette association. Le PI doit ainsi se tourner vers une autre source de normes pertinentes afin de guider leur conception du système en question, c'est-à-dire le piédestal.

Bien que la CSA ne publie pas directement une norme portant sur le piédestal, elle collabore avec l'Organisme international de normalisation (ISO) dans l'élaboration de ses normes dont l'une d'elles couvre cette composante. En effet, le sous-comité 2 du groupe de travail ISO/TC67, soit le sous-comité couvrant les systèmes de transport par pipelines (ISO, [s.d.]-a), compte certains représentants du comité technique Z662 de la CSA, c'est-à-dire les membres ayant développé la norme canadienne sur les systèmes pipeliniers (CSA, 2015, p. 9). C'est ce comité de l'organisme ISO, aussi accrédité au Canada et aux États-Unis par le CCN et l'ANSI (ISO, [s.d.]-b), qui a publié en septembre 2011 la norme ISO 12490 portant sur l'intégrité mécanique et le dimensionnement des actionneurs et des éléments de montage des vannes de conduites (ISO, [s.d.]-c). Ces éléments de montage comportent en outre le système que le PI désire développer. De ce fait, cette norme forme une base des plus pertinentes dans la conception du piédestal. Toutefois, l'effectivité de cette norme reste à déterminer au Canada. C'est pourquoi nous nous tournons vers une norme publiée par l'*API*⁴, soit une association américaine de normalisation œuvrant dans le secteur pétrolier (API, [s.d.]).

² De l'anglais : *Canadian Standards Association*

³ De l'anglais : *American National Standards Institute*

⁴ De l'anglais : *American Petroleum Institute*

En effet, l'API a adopté la norme ISO 12490 et l'a intégrée à son système de normalisation sous l'identifiant ANSI/API Standard 6DX en 2012 (CSOEM, 2013, p. 3). Ainsi, cette norme, identique en tout point à la celle publiée par l'organisme ISO (API, 2016, p. 14), représente aussi une base pertinente pour le développement du piédestal. De plus, cette norme est non seulement reconnue aux États-Unis où l'API est accrédité par l'ANSI (Hawkins, 2008, p. 29), mais aussi au Canada. En effet, des recherches effectuées par le Centre des études de l'innovation (*THECIS*⁵) et déposées entre autres au CCN démontrent que les normes publiées par l'API sont aussi effectives dans l'ensemble des provinces canadiennes en ce qui concerne la certification de l'équipement pétrolier et du gaz naturel. De plus, on y souligne qu'il est avantageux pour les entreprises œuvrant dans l'industrie pétrolière de faire usage des normes émises par l'API, considérant que celles-ci sont reconnues à travers le monde (Hawkins, 2008, pp. 29-30, 68). Ainsi, utiliser la norme ANSI/API Standard 6DX afin de guider la conception du piédestal serait une façon efficace pour le PI de garantir que le système développé pourra répondre aux exigences du marché visé.

Notons que cette norme fait référence à plusieurs autres normes en ce qui a trait à la conception, la fabrication et l'inspection du produit que le PI désire développer. Celles-ci seront entre autres présentées au chapitre portant sur le cahier des charges de ce projet. Soulignons toutefois qu'une d'entre elles, soit la norme AWS D1.1/D1.1M couvrant le soudage des structures d'acier, sera le sujet d'une analyse détaillée au chapitre 5.

1.2 Procédé de soudage GMAW

L'hypothèse de travail de cette recherche stipulant que le GMAW est un procédé adéquat pour assembler les composantes structurelles du piédestal a été formulée à la suite d'une étude préliminaire réalisée par le PI et d'une revue de littérature portant sur les caractéristiques des différents procédés de soudage. Ainsi, la prochaine section résume les

⁵ De l'anglais : *The Center of Innovation Studies*

éléments de cette revue applicables au présent projet, permettant d'expliquer pourquoi le GMAW a été sélectionné aux dépens des autres procédés de soudage à l'arc électrique. De plus, sachant qu'une grande partie de ce travail de recherche reposera sur le contrôle du procédé de soudage, et que ce contrôle est grandement influencé par le mode de transfert utilisé, ce phénomène sera le sujet de la section qui suivra. On présentera entre autres dans cette section les avantages et les limites du mode de transfert retenu pour le soudage du piédestal. Ajoutons aussi que les lecteurs peu familiers avec le soudage pourront trouver à l'ANNEXE I une introduction au GMAW qui leur permettra d'apprivoiser le principe, l'équipement et le vocabulaire de base décrivant ce procédé ainsi que les joints soudés qui en découlent.

1.2.1 Caractéristiques de sélection du procédé

Notons qu'il existe de nombreux procédés de soudage caractérisés par différents principes physiques distincts, tels que la convection, l'énergie de radiation, la résistance électrique, la thermochimie et le mélange des matériaux à l'état solide. Le GMAW s'inscrit dans la famille des procédés de soudage à l'arc électrique. Cette classe intègre d'autres procédés, tels que le soudage à l'arc avec électrode enrobée (*SMAW*⁶), le soudage à l'arc sous protection gazeuse avec électrode de tungstène (*GTAW*⁷), le soudage à l'arc au fil fourré (*FCAW*⁸) et le soudage à l'arc submergé (*SAW*⁹). Parmi tous ces procédés, le GMAW a été retenu pour la fabrication du piédestal, et ce, pour les principales raisons suivantes :

1. Les coûts de production de ce procédé sont réduits grâce au taux de dépôt élevé de l'électrode fondue (en kg/h) (Swift, 2003, p. 194);
2. L'apport continu en fil-électrode permet d'atteindre ce taux élevé de dépôt, et par le fait même des vitesses de soudage bien plus importantes que les vitesses atteignables avec le procédé SMAW;

⁶ De l'anglais : *Shielded Metal Arc Welding*

⁷ De l'anglais : *Gas Tungsten Arc Welding*

⁸ De l'anglais : *Flux Core Arc Welding*

⁹ De l'anglais : *Submerged Arc Welding*

3. L'apport continu en fil-électrode du GMAW permet la réalisation de cordons continus sans restriction sur sa longueur, contrairement au SMAW (Naidu, 2003, p. 10);
4. Le GMAW peut être effectué dans toutes les positions de soudage (Klas, 2012, p. 75), contrairement au procédé SAW (Naidu, 2003, p. 10). Certaines d'entre elles sont représentées de façon simplifiée à la Figure 1.1;
5. Ce procédé requiert moins d'habiletés en soudage manuel que le procédé de soudage GTAW;
6. Le GMAW permet le soudage à des endroits considérés inaccessibles pour d'autres procédés (Swift, 2003, p. 194);
7. L'absence de laitier dans ce procédé réduit les étapes et les problèmes de nettoyage (Naidu, 2003, p. 10), ce qui entraîne une diminution des coûts de finition (Swift, 2003, p. 194);
8. Le coût de l'équipement nécessaire au GMAW est faible lorsque le procédé n'est pas automatisé (Swift, 2003, p. 194) et le PI détient déjà deux (2) postes de travail équipés pour le GMAW.

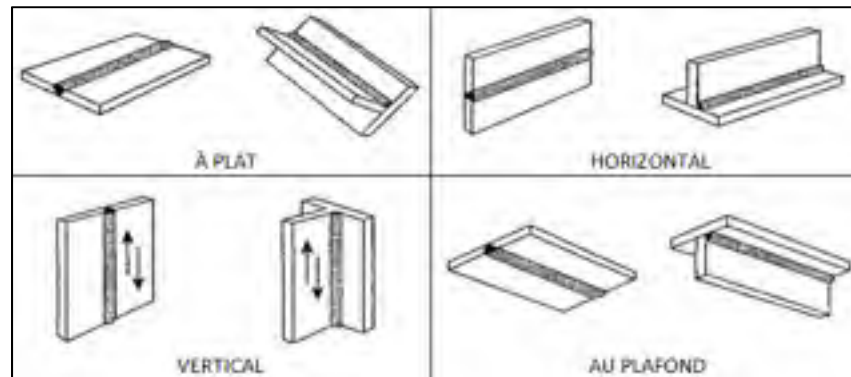


Figure 1.1 Représentation simplifiée des positions de soudage principales

1.2.2 Modes de transfert

L'arc électrique du procédé GMAW a deux (2) fonctions principales. La première est de fournir la chaleur nécessaire à la fonte du fil-électrode et à la fusion locale du métal de base. La seconde, quant à elle, est de transporter le métal fondu du fil-électrode jusqu'au bain de

fusion (Klas, 2012, p. 38). Ce phénomène est appelé «mode de transfert». Il peut être volontairement contrôlé et changé par une combinaison appropriée des six (6) éléments suivants (Messler Jr., 2004, p. 317), bien qu'il dépende essentiellement des trois (3) premiers (Klas, 2012, p. 38) :

1. Le réglage de la tension électrique,
2. L'intensité du courant,
3. La composition du gaz de protection,
4. Le type de source de puissance électrique,
5. Le type et la forme du fil-électrode,
6. La vitesse d'alimentation du fil-électrode.

Les trois (3) modes de transfert prédominants et classifiés par la Société américaine du soudage (*AWSI*¹⁰) sont le court-circuit, le transfert globulaire et la pulvérisation axiale. En 1984, l'Institut international du soudage (*IIW*¹¹) divisa la pulvérisation axiale en trois (3) catégories, soit la pulvérisation projetée, la pulvérisation diffusée et l'arc tournant (Kah, 2014, p. 5). Tous ces modes de transfert font partie de la classe de modes dits «naturels» (Scotti, 2012, p. 1407) et peuvent être mis en relation avec le courant et la tension électriques à des fins de comparaisons, tel qu'illustré à la Figure 1.2.

On observe à la Figure 1.2 qu'une valeur de courant modérée à élevée jumelée à une protection gazeuse riche en argon permet le mode de transfert de type pulvérisation projetée (Klas, 2012, p. 40), et ce, pour des valeurs de tension élevées se situant typiquement entre 27 et 30 volts (Messler Jr., 2004, p. 318). De plus, lorsqu'on augmente la valeur du courant et que celle-ci dépasse un certain seuil, la taille des gouttelettes passe d'un diamètre rapprochant celui du fil-électrode à un diamètre beaucoup plus petit, tel qu'illustré par la Figure 1.3. Ce mode est appelé pulvérisation diffusée (Klas, 2012, p. 40).

¹⁰ De l'anglais : *American Welding Society*

¹¹ De l'anglais : *International Institute of Welding*

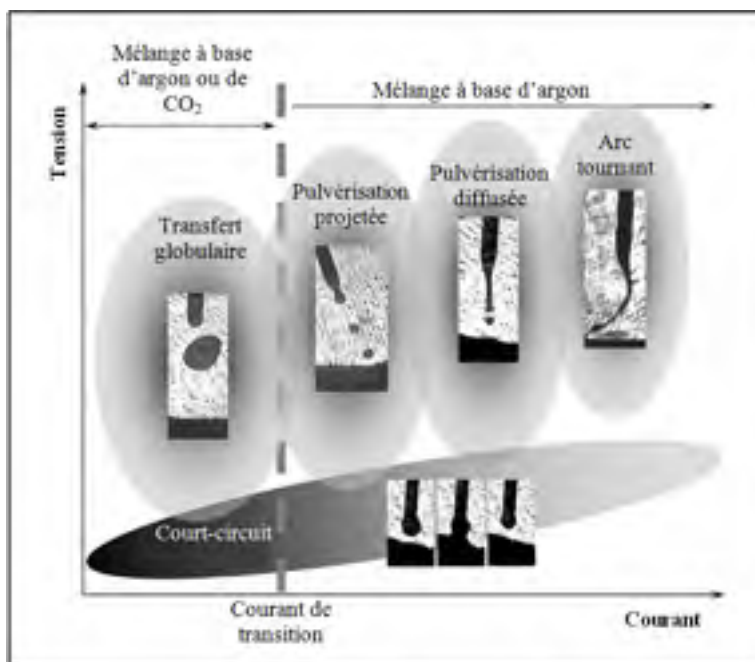


Figure 1.2 Principaux modes de transfert naturels suivant l'évolution du courant et de la tension électrique
Adaptée de Scotti *et al.* (2014, p. 2489)

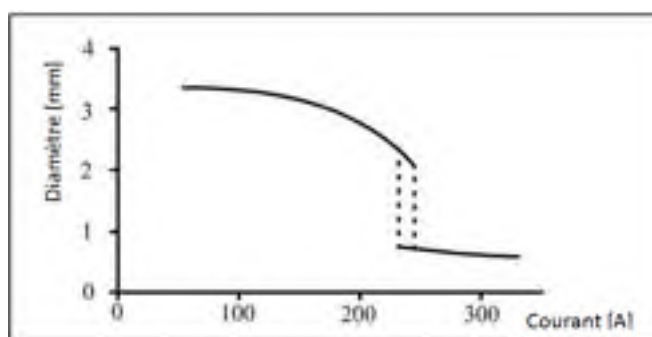


Figure 1.3 Diamètre des gouttelettes en fonction du courant de soudage
Adaptée de Klas (2012, p. 40)

Une revue de littérature a permis de déterminer qu'il serait préférable d'utiliser ce dernier mode pour réaliser le soudage du piédestal, et ce, pour plusieurs raisons. Premièrement, la pulvérisation diffusée est reconnue pour son absence d'éclaboussure (Klas, 2012, p. 85; Lincoln Electric, 2015, p. 9; Messler Jr., 2004, p. 318; Scotti, 2012, p. 1410). Cette caractéristique est intéressante pour le soudage du piédestal, car les éclaboussures affectent

l'esthétisme de la construction soudée. De plus, elles réduisent la résistance mécanique du joint pour des chargements cycliques en formant des sites d'initiation de fissures, soit des éléments générés par les contraintes thermiques et les discontinuités géométriques localisées aux éclaboussures (Otegui, 1989, pp. 400-404). Ce mode est donc plus intéressant pour la présente application que les transferts de type globulaire, arc tournant et court-circuit, qui eux génèrent des éclaboussures considérables du bain de fusion (Lincoln Electric, 2015, p. 7; Messler Jr., 2004, p. 318; Miller, 2012, p. 13; Scotti, 2012, p. 1411), tel qu'illustré à la Figure 1.4.

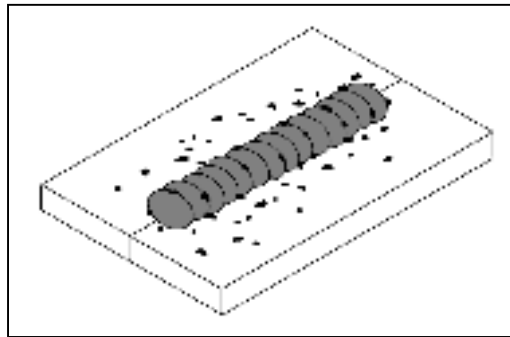


Figure 1.4 Joint soudé avec
éclaboussures considérables
Adaptée de Miller (2012, p. 12)

Notons toutefois que la littérature est partagée quant à cet aspect du mode court-circuit. En effet, Klas (2012, p. 86) mentionne que les éclaboussures sont considérables en ce mode lorsque le courant électrique est trop élevé, et qu'atteindre des hautes fréquences de court-circuit en se basant sur le son de l'arc électrique engendre l'éclaboussement de gouttelettes tellement fines qu'elles n'adhèrent pas au métal de base. Les travaux de Scotti *et al.* (2012, p. 1407) présentent d'ailleurs ce phénomène comme étant un mode de transfert propre, soit le mode court-circuit forcé. Néanmoins, ceci n'enlève rien au fait que la pulvérisation diffusée demeure un mode intéressant pour le soudage du piédestal en regard à son absence d'éclaboussure.

Deuxièmement, la pulvérisation diffusée est aussi reconnue pour sa bonne pénétration et son excellente fusion (Lincoln Electric, 2015, p. 9; Miller, 2012, p. 14). Ceci la distingue encore

une fois des autres modes, considérant que le transfert globulaire augmente les risques de fusion incomplète (Lincoln Electric, 2015) et que le mode court-circuit augmente aussi ce risque lorsqu'il est appliqué à des sections épaisses (Kah, 2014, p. 8; Lincoln Electric, 2015, p. 7; Miller, 2012, p. 13), tel qu'illustré à la Figure 1.5. En fait, le transfert globulaire est présenté dans la littérature comme étant généralement un mode à éviter (Klas, 2012, p. 86). Ajoutons aussi que les performances de la pulvérisation diffusée en regard à sa pénétration et sa fusion font de celle-ci un mode de transfert utile dans la présente application, considérant qu'une pénétration complète présentée entre autres à la section 4.6.1 devra être accomplie aux joints soudés.

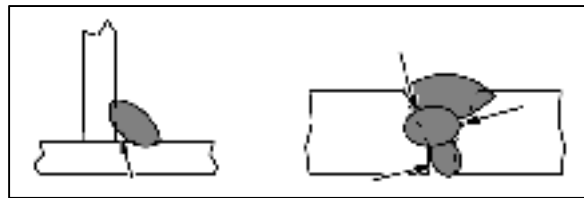


Figure 1.5 Exemples de fusions incomplètes
Tirée de Miller (2012, p. 16)

Bien sûr, la pulvérisation diffusée présente aussi certaines limites. L'une d'entre elles concerne les positions de soudage pouvant être adoptées, bien que la littérature soit partagée à ce niveau. En effet, certains mentionnent que le grand apport en chaleur engendre un bain de fusion très large (Klas, 2012, p. 85) et un volume de métal fondu important (Scotti, 2012, p. 1410), ce qui limite le soudage aux positions de types horizontal et à plat (Klas, 2012, p. 85; Lincoln Electric, 2015, p. 9; Miller, 2012, p. 14; Scotti, 2012, p. 1410). Messler Jr. *et al.* (2004, p. 318) stipulent plutôt que le haut niveau d'énergie de l'arc électrique associé à ce mode assure sa rigidité et sa direction, ce qui permet de souder dans des positions verticales et au plafond. Ainsi, en optant pour une approche plus conservatrice, les positions de soudage liées à ce mode seraient limitées dans cette recherche aux positions horizontale et à plat.

De plus, l'utilisation de la pulvérisation diffusée est limitée à des épaisseurs de pièces dépassant les 3 à 5 mm (Miller, 2012, p. 14), et ce, dû au grand apport en chaleur généré par le courant élevé (Klas, 2012, p. 85). La section 4.6.1 montrera toutefois que les pièces

formant les joints du piédestal respectent cette limite d'épaisseur, n'occasionnant pas de problème à l'emploi de ce mode.

Bien que seule la classe des modes dits «naturels» a été discutée dans cette recherche, il est important de savoir que deux (2) autres classes existent pour ce procédé de soudage. La première, soit la classe des modes de transfert contrôlés, ne sera pas considérée dans la présente recherche, car le PI ne possède pas l'équipement supportant ces modes et que ces équipements sont plus dispendieux que les systèmes traditionnels (Lincoln Electric, 2015, p. 10). La seconde, soit la classe des modes interchangeables, ne sera pas non plus considérée pour la fabrication du piédestal, car ces modes ne prennent place que sous des combinaisons très particulières des valeurs des paramètres de soudage. De plus, ces modes ne peuvent actuellement pas être identifiés lors du soudage par les soudeurs ou les opérateurs (Scotti, 2014, p. 2495). Il serait donc impossible pour l'entreprise de contrôler et d'assurer la répétabilité d'un de ces modes pour que celui-ci caractérise le procédé de soudage employé dans la fabrication du piédestal.

Ainsi, il serait bénéfique d'utiliser le mode de transfert pulvérisation diffusée lors du soudage du piédestal pour la jonction de pièces épaisses où l'on requiert une forte pénétration, une bonne fusion et une absence d'éclaboussure. Cependant, les positions de soudage seraient limitées en première approche aux positions horizontale et à plat. Ajoutons en outre que, même si le court-circuit et le transfert globulaire se pratiquent avec un fil-électrode à polarité négative ($DCEN_{12}$), une polarité positive du fil-électrode ($DCEP_{13}$) est préférable pour la pulvérisation diffusée afin de favoriser la fonte de l'électrode (Messler Jr., 2004, p. 319). Il est donc important de bien ajuster l'équipement de soudage utile à la fabrication du piédestal et de régler cette polarité en mode positif.

¹² De l'anglais : *Direct Current Electrode Negative*

¹³ De l'anglais : *Direct Current Electrode Positive*

1.3 Résistance mécanique et faillite des constructions soudées

Certaines vannes automatisées et installées sur les réseaux pipeliniers ont pour fonction de contrôler le débit du fluide à transporter. Celles-ci peuvent être actionnées quelquefois par jour, aux besoins, dans le but de réguler la pression à travers le réseau de conduites et d'en éviter le bris.

Sans pouvoir évaluer ou estimer les fréquences d'actionnement de ces vannes, il est connu que les réseaux pipeliniers sont normalement conçus en supposant une durée de vie du système de 40 ans (Nasr, 2014, p. 21), et qu'une maintenance appropriée du réseau permet de dépasser significativement ce seuil (Deloitte, 2013, p. 2). Cette longue durée d'opération ouvre la porte à de nombreux cycles d'activation, même si les fréquences de ces activations sont faibles.

Toutefois, il est aussi connu que la résistance mécanique des joints soudés soumis à des chargements cycliques est très souvent inférieure à la performance du métal de base au sein d'une construction soudée (Shen, 1992, p. 1). En effet, ce phénomène s'explique entre autres par la présence de certaines discontinuités à partir desquelles le cycle de fissuration s'amorce (Mertz, 2012, p. 9), causant la faillite du matériau à des contraintes en dessous de sa limite élastique (Budynas, 2011, p. 266). Ces discontinuités peuvent prendre la forme d'inclusions, de porosités, de manques de fusion, de pénétrations partielles, d'entailles aux raccordements, de marques à la surface du cordon (Mertz, 2012, p. 9) et d'éclaboussures (Otegui, 1989, p. 403), tels qu'illustrés à la Figure 1.6. Ainsi, une attention particulière doit être portée lors de la conception des joints soudés du piédestal afin d'assurer son intégrité structurelle sous des chargements cycliques.

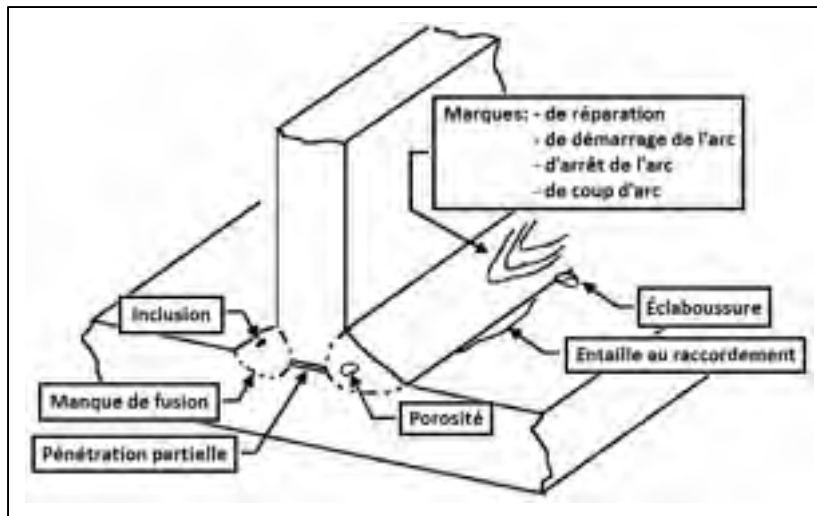


Figure 1.6 Exemples de discontinuités dans un joint soudé
Adaptée de Mertz (2012, p. 9)

À cet effet, la norme AWS D1.1/D1.1M – *Structural Welding Code – Steel* émise par l’AWS et approuvée par l’ANSI présente certains schémas et formules utiles à la conception des joints soudés soumis à des chargements cycliques. On y présente les intervalles de contraintes que différentes configurations (ou catégories) de joints soudés peuvent supporter sans faillir en fonction du nombre de cycles de chargement qu’ils devront subir, tel qu’illustré à la Figure 1.7 (AWS, 2010, pp. 13, 30 et 49). Ces données sont autant valables pour les chargements de types non complètement renversé que complètement renversé. C’est ce dernier type de chargement cyclique qui caractérise celui à l’étude dans cette recherche et qui sera entre autres présenté à la section 4.3.2. En outre, ces spécifications ne s’appliquent qu’aux constructions soudées utilisant des pièces d’acier au carbone ou d’acier faiblement allié dont l’épaisseur minimale est de 3 mm et dont la limite élastique est égale ou inférieure à 690 MPa (AWS, 2010, p. 1), soit le type de structure caractérisant le piédestal à concevoir.

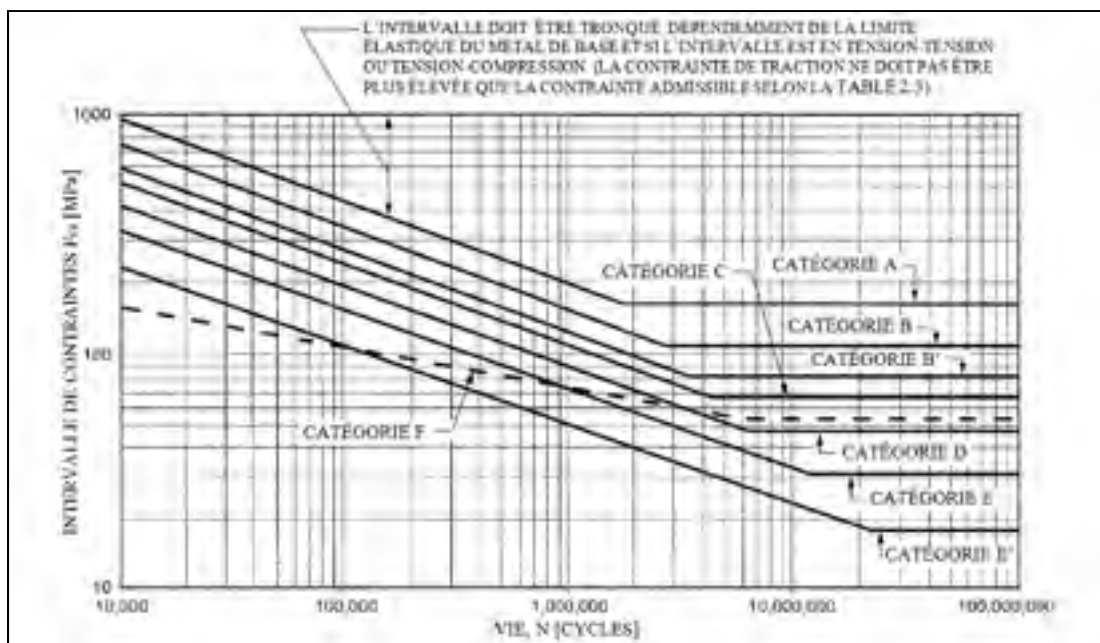


Figure 1.7 Intervalles de contraintes admissibles pour des connexions non tubulaires soumis à des chargements cycliques de types tension-tension ou tension-compression
Adaptée de l'AWS (2010, p. 49)

Toutefois, avant d'utiliser ces données de conception fournies par l'AWS, il est nécessaire d'établir si elles traduisent acceptablement le comportement de la structure à l'étude dans cette recherche. En effet, la classification des configurations (ou catégories) des joints soudés présentée dans cette norme ainsi que les données traduisant leur comportement respectif en fatigue sont identiques à celles publiées dans le manuel de l'Institut américain de la construction en acier (*AISC*¹⁴). Ces spécifications provenant de l'Association américaine des responsables des autoroutes nationales et du transport (*AASHTO*¹⁵) ont été revues en 1986 à la suite d'une étude parrainée par le Programme national coopératif de recherche routière (*NCHRP*¹⁶) (Keating, 1987, pp. 305-306). Elles se basent maintenant sur les résultats de mille cinq cents (1500) essais expérimentaux additionnels aux huit cents (800) résultats de tests en fatigue sur lesquels se basaient les spécifications de 1974 à 1983 (Keating, 1987, p. 315).

¹⁴ De l'anglais : *American Institute of Steel Construction*

¹⁵ De l'anglais : *American Association of State Highway and Transportation Officials*

¹⁶ De l'anglais : *National Cooperative Highway Research Program*

Lors de ces essais additionnels, seulement trois types d'acier ont été testés. L'un d'entre eux était l'acier ASTM A36 (Keating, 1986, p. 12), soit l'acier sélectionné pour la construction soudée formant le piédestal dans la présente recherche. De plus, les spécifications adoptées en 1986 sont compatibles avec celles utilisées par d'autres pays, dont celles considérées par ISO (Keating, 1987, p. 312). Ainsi, la provenance de ces résultats, l'échantillonnage important et représentatif du matériau utilisé dans la présente recherche et la cohérence de ces résultats avec ceux considérés par ISO font de ces spécifications une source de données crédible et valide.

De plus, il est aussi possible de comparer ces données présentées par l'AWS à des résultats publiés dans l'œuvre de Boyer (1986) intitulé «*Atlas of Fatigue Curves*», et ce, pour une certaine configuration de joint soudé. Cette dernière représente un joint d'acier ASTM A36 soudé bout à bout avec une pénétration complète et chargé perpendiculairement à l'axe du cordon, tel qu'illustré à la Figure 1.8. On y considère une charge cyclique variant de zéro (0) à une valeur de tension maximale, soit un chargement non complètement renversé, et des contraintes résiduelles d'environ 241 MPa [35 ksi] (Boyer, 1986, p. 60) engendrées par le cycle thermique de soudage. Cette configuration correspond à la catégorie C de la norme AWS D1.1/D1.1M, et l'intervalle de contrainte admissible de ce joint en fonction du nombre de cycles de chargements auxquels il doit résister est illustré à la Figure 1.7. On peut observer que pour dix millions (10 000 000) de cycles, Boyer évalue l'initiation de la fissuration lorsque l'intervalle de contraintes est d'environ 130 MPa (voir Figure 1.8). Pour le même nombre de cycles, la norme AWS D1.1/D1.1M revoit plutôt un intervalle de contraintes admissible de 69 MPa (AWS, 2010, p. 49) (voir Figure 1.7), soit une valeur beaucoup plus faible et conservatrice que la valeur proposée par Boyer.

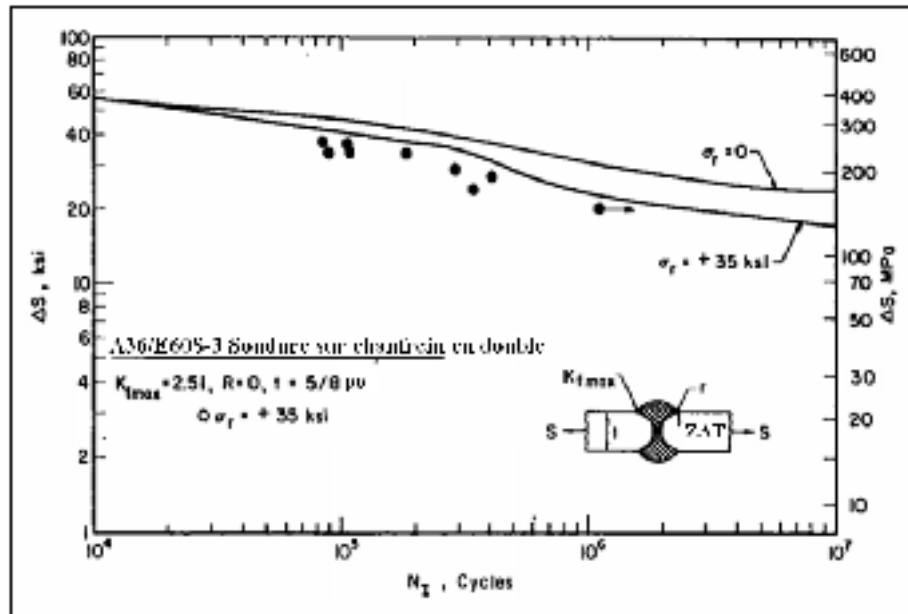


Figure 1.8 Initiation du cycle de fissuration sous un chargement cyclique de plaques en acier ASTM A36 soudées bout à bout
Adaptée de Boyer (1986, p. 60)

Rappelons aussi que les courbes tracées à la Figure 1.8 correspondent à un chargement non complètement renversé et que le chargement auquel devra répondre la structure du piédestal correspond plutôt à un chargement complètement renversé. Toutefois, l'adoption d'un chargement complètement renversé n'affecte pas à la baisse l'intervalle de contraintes provoquant l'initiation de la fissuration, comme le propose Manson *et al.* (2006) par son modèle complet illustré à la Figure 1.9. Ce modèle est l'extension logique du diagramme de Manson-Coffin-Basquin (MCB) (Manson, 2006, p. 89), ce dernier découlant des travaux de Goodman, Gerger, Haigh, et Morrow. On peut observer à la Figure 1.9 qu'une réduction de la contrainte moyenne (σ_m) jusqu'à une valeur nulle (de $\sigma_m > 0$ à $\sigma_m = 0$) a pour effet d'augmenter l'intervalle de déformation ($\Delta \epsilon$) pour lequel la faillite en fatigue survient à un nombre de cycles (N_f).

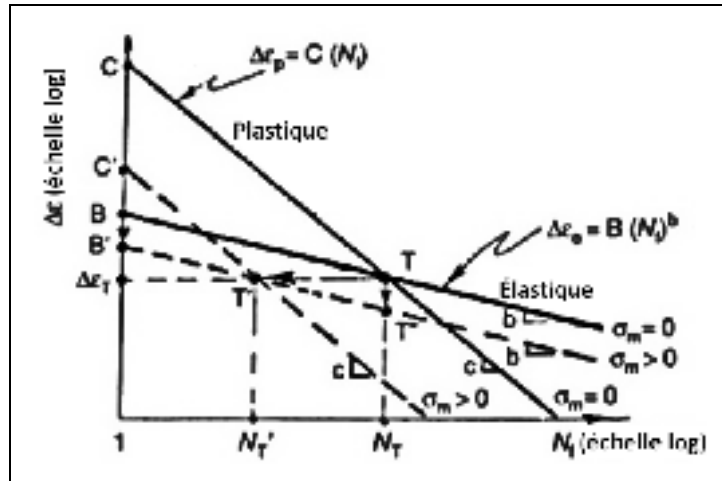


Figure 1.9 Bases du modèle complet de Manson
pour traiter l'effet de la contrainte moyenne
Adaptée de Manson *et al.* (2006, p. 90)

De plus, il est connu que cet intervalle de déformation ($\Delta\epsilon$) peut se traduire par un intervalle de contrainte ($\Delta\sigma$) selon la loi de Hooke (voir équation (1.1)) pour des contraintes inférieures à la limite élastique du matériau en fonction de son module de Young (E). De ce fait, l'application de cette loi permet de déterminer qu'une réduction de la contrainte moyenne (σ_m) jusqu'à une valeur nulle augmente aussi l'intervalle de contrainte ($\Delta\sigma$) pour lequel la faillite en fatigue survient au même nombre de cycles.

$$\sigma = E * \epsilon \quad (1.1)$$

Ainsi, un joint soudé résiste à des intervalles de contraintes plus importants pour un nombre de cycles donné lorsqu'il est soumis à un chargement complètement renversé plutôt qu'un chargement non complètement renversé, ce dernier caractérisant la Figure 1.8. De ce fait, que ce soit pour un chargement non complètement renversé ou complètement renversé, les intervalles de contraintes admissibles proposés par la norme AWS D1.1/D1.1M se situent bien en dessous des intervalles de contraintes causant la faillite de la configuration du joint soudé étudié. Il est donc approprié de considérer les intervalles de contraintes admissibles proposés par cette norme lors de la conception du piédestal.

CHAPITRE 2

MÉTHODOLOGIE

Ce chapitre expose la méthodologie employée pour réaliser le présent projet de recherche. On introduira donc en premier lieu le type de recherche auquel le projet se rapporte, pour ensuite détailler sa démarche méthodologique. Pour finir, on présentera les différents livrables du projet ainsi que les méthodes utilisées pour les produire.

2.1 Type de recherche et démarche typique

Cette recherche s'inscrit dans une démarche de la science de la conception. Elle sera donc marquée par l'étude scientifique et la création d'un artefact, en l'occurrence le piédestal, afin de résoudre des problèmes pratiques d'intérêt général (Johannesson, 2014, p. 7).

En première approche, les études pratiquées sous la bannière de la science de la conception sont formées de cinq (5) activités maîtresses, soient :

1. L'explication du problème,
2. La définition des requis,
3. La conception et le développement de l'artefact,
4. La démonstration de l'artefact,
5. L'évaluation de l'artefact.

Cependant, plusieurs de ces projets de recherche ne couvrent pas en profondeur l'ensemble de ces activités (Johannesson, 2014, p. 79). C'est entre autres le cas de la présente étude dont les efforts de recherche seront plutôt axés sur la conception et l'évaluation de l'artefact (Johannesson, 2014, p. 78). Notons que les autres activités complétant la démarche de la science de la conception seront aussi couvertes dans le cadre de ce projet, mais de façon plus sommaire.

2.2 Démarche méthodologique de la présente recherche

La démarche méthodologique de cette recherche est illustrée à la Figure 2.1 où on présente en autres les différentes activités, leur ordonnancement et les principaux livrables. Cette démarche suit essentiellement l'évolution de l'artefact principal, soit le piédestal. Les activités qui s'y rattachent sont identifiées par la lettre «A» suivie d'un chiffre. On débute donc avec le problème initial et son explication (A1), soit une étape préalablement réalisée par le PI. Ce dernier livre par le fait même la définition du problème servant d'entrant à l'étape de la définition des requis (A2) où l'on produit le cahier des charges. Cette étape est assurée par le chercheur responsable de ce projet et constitue une tâche courante d'ingénierie. Ce cahier des charges est d'ailleurs présenté au prochain chapitre à des fins de compréhension et de validation, mais ne découle pas des efforts de recherche.

L'élaboration du cahier des charges permet l'amorce de l'étape suivante, c'est-à-dire la conception du piédestal (A3). Cette étape est fragmentée afin de faire la distinction entre la conception de ses composantes (B3) et celle du mode opératoire de soudage utile à son assemblage (C3). En effet, le descriptif du mode opératoire de soudage (DMOS), qui intervient dans cette recherche comme un artefact secondaire de type méthode, est conçu en parallèle avec la sous-activité portant sur la conception des composantes (B3). Toutefois, bien que ces deux (2) sous-activités (B3 et C3) soient dissociées, elles s'influencent tout de même lors de l'étape principale de conception du piédestal (A3) au niveau de la géométrie des joints soudés.

La démonstration du DMOS (C4) qui suit sa conception (C3) s'inscrit aussi dans l'étape de conception principale (A3). Cette démonstration (C4) consiste à appliquer de façon itérative le DMOS à des modèles représentant une partie du prototype physique à développer. Cette sous-activité est suivie d'une évaluation préliminaire (C5.1), intervenant ici comme une évaluation formative. Elle prend ainsi la forme d'un contrôle non destructif des modèles expérimentaux dont les résultats permettent d'améliorer la conception au cours de ce processus itératif (Johannesson, 2014, p. 138). Plusieurs boucles de rétroactions sont donc

Cette version du DMOS subit ensuite une évaluation formative complète (C5.2) où l'on récolte encore une fois de l'information utile à son amélioration (Johannesson, 2014, p. 138). Les résultats des contrôles non destructifs et destructifs réalisés à cette étape sont ainsi analysés et un dernier retour à l'étape de conception du DMOS (C3) est effectué pour un ajustement final des paramètres de soudage. La version finale du DMOS est ainsi formée. Celle-ci est ensuite appliquée au prototype de piédestal, permettant de compléter sa fabrication. En effet, c'est l'application du DMOS final lors de la phase de soudage qui rend possible l'assemblage de la structure préalablement conçue à la sous-activité portant sur la conception des composantes (B3). Notons cependant que le développement du DMOS ne compte pas toutes les étapes formant la démarche méthodologique complète de la création d'un artefact indépendant, car le développement du DMOS fait partie intégrale de l'évolution de l'artefact principal.

Une fois l'étape de conception du piédestal complétée (A3), le DMOS final est soumis à une évaluation sommative (C5.2) par le biais de contrôles non destructifs effectués à même le prototype physique assemblé. Le DMOS final est alors évalué pour une dernière fois, sans que les résultats de ces contrôles soient réinjectés dans le processus de développement à des fins d'amélioration (Johannesson, 2014, p. 138). C'est à la suite de cette évaluation (C5.2) que le piédestal est démontré (A4), et ce, de façon à ce que les résultats des contrôles non destructifs recueillis lors de cette évaluation sommative (C5.2) ne soient pas affectés par les essais mécaniques réalisés lors de la démonstration du prototype (A4). En effet, bien que ces étapes soient en quelque sorte indépendantes, il serait possible que les essais mécaniques non destructifs propres à cette démonstration (A4) viennent biaiser l'évaluation du DMOS (C5.2) si ces essais étaient effectués en amont, d'où l'importance de les réaliser après l'évaluation sommative du DMOS final (C5.2).

Pour finir, de plus amples essais mécaniques, dont certains destructifs, sont réalisés sur le prototype de piédestal précédemment démontré afin de procéder à son évaluation (A5) et d'ainsi compléter la démarche méthodologique.

2.3 Méthodes et livrables

Tout au long de cette démarche de conception, différentes méthodes sont employées afin de produire les différents livrables, tels que résumés au Tableau 2.1. Notons que l'étape de conception du piédestal (A3) a été prise dans son ensemble dû aux interactions entre les sous-étapes qui la composent. De plus, les détails associés aux méthodes de conception, de démonstration et d'évaluation seront présentés à travers les prochains chapitres de ce mémoire.

Tableau 2.1 Méthodes et livrable associés aux étapes de la démarche méthodologique

Activité	Description	Méthodes	Livrable
A1	Expliquer le problème	• [n.d.] (Processus préalablement réalisé par le PI)	• Définition du problème
A2	Définir les requis	• Études par observation • Études de documentations • Groupes de discussion	• Cahier des charges
A3	(B3) (C3) (C4)	<ul style="list-style-type: none"> • Génération d'idées par : <ul style="list-style-type: none"> - groupes - individus • Sélection par : <ul style="list-style-type: none"> - rationalité bornée • Conception préliminaire par : <ul style="list-style-type: none"> - révision structurée • Conception de détail par : <ul style="list-style-type: none"> - calculs analytiques automatisés avec <i>Excel</i> - conception assistée par ordinateur (CAO) avec <i>SolidWorks 2015</i> - analyse par la méthode des éléments finis (AMEF) avec <i>Ansys Workbench 14.0</i> • Fabrication par : <ul style="list-style-type: none"> - usinage 2 axes et demi - soudage GMAW 	<ul style="list-style-type: none"> • Concept de piédestal à développer • Modèle 3D et dessins techniques du prototype • DMOS • Prototype physique
	(C5.1)	• Inspection visuelle	• Résultats du contrôle non destructif
	(C5.2)	<ul style="list-style-type: none"> • Inspection visuelle • Contrôle par ressuage au liquide pénétrant fluorescent • Contrôle magnétoscopique • Contrôle par ultrasons • Analyse de sections coupées au : <ul style="list-style-type: none"> - microscope optique - microscope électronique à balayage 	• Résultats des contrôles non destructifs et destructifs
	C5.2	<ul style="list-style-type: none"> • Contrôle magnétoscopique • Contrôle radiographique 	• Rapports des contrôles non destructifs
A4	Démontrer le prototype	• Essais mécaniques de tension et de compression	• Résultats des essais mécaniques non destructifs
A5	Évaluer le prototype	<ul style="list-style-type: none"> • Essais mécaniques de tension et de compression - Système de corrélation d'image numérique <i>Vic-3D</i> 	• Résultats des essais mécaniques non destructifs et destructifs

CHAPITRE 3

CAHIER DES CHARGES

Ce chapitre présente le cahier des charges de ce projet, c'est-à-dire l'élément sortant de l'activité A2 identifiée à la Figure 2.1. Ce cahier est ici présenté dans le but de bien comprendre et de bien définir l'artefact à développer, soit le piédestal. De plus, ce cahier des charges servira à élaborer un barème d'évaluation ultérieurement présenté à la section 7.5 et dédié à l'évaluation du prototype de piédestal. Ainsi, les descriptions du produit à développer et du marché visé seront tout d'abord exposées. Par la suite, on présentera brièvement les normes de conception à respecter. Pour finir, les besoins et les contraintes provenant du PI, de ses clients potentiels et des normes de conception seront listés. Ceux-ci serviront à générer certaines spécifications techniques qui seront intégrées au barème d'évaluation mentionné plus haut.

3.1 Description du produit à développer

Le produit à développer dans le cadre de cette recherche est un prototype de piédestal. Cette composante est une structure présente sur les vannes automatisées des réseaux pipeliniers. Certaines de ces vannes permettent de contrôler la pression du fluide à transporter au sein de la conduite. D'autres ont plutôt pour fonction de commander le départ ou l'arrêt de l'écoulement du fluide, et ce, à des fins de contrôle ou même de sécurité. Bien que certaines vannes doivent être activées manuellement, celles automatisées peuvent être commandées à distance grâce à des actionneurs électriques, pneumatiques ou hydrauliques. Le piédestal vient ainsi lier les composantes statiques de ces dernières vannes à leurs systèmes d'actionnement.

Dans la présente recherche, les vannes à actionner sont des vannes à chapeau boulonné activées par la montée ou la descente de la tige, telles qu'illustrées à la Figure 3.1. Le système d'actionnement est quant à lui composé d'un vérin pneumatique vertical aussi appelé actionneur. Sa partie mobile est liée à celle de la vanne à l'aide d'un accouplement. Cette

composante et le piédestal forment à eux deux (2) le système de montage complet de l'actionneur. L'accouplement ne représente toutefois pas le produit à développer dans cette recherche. En outre, le prototype de piédestal à développer devra être dimensionné en considérant qu'il liera à une vanne un actionneur double action de 16 po de percée, de 12 po de course, possédant une tige de 2 po de diamètre et opérant à une pression nominale de 150 psi. Ces dernières données ont été fournies par le PI en considérant les spécifications de leur gamme de produits actuelle et certains résultats d'une étude interne sur la production et les ventes de l'entreprise.

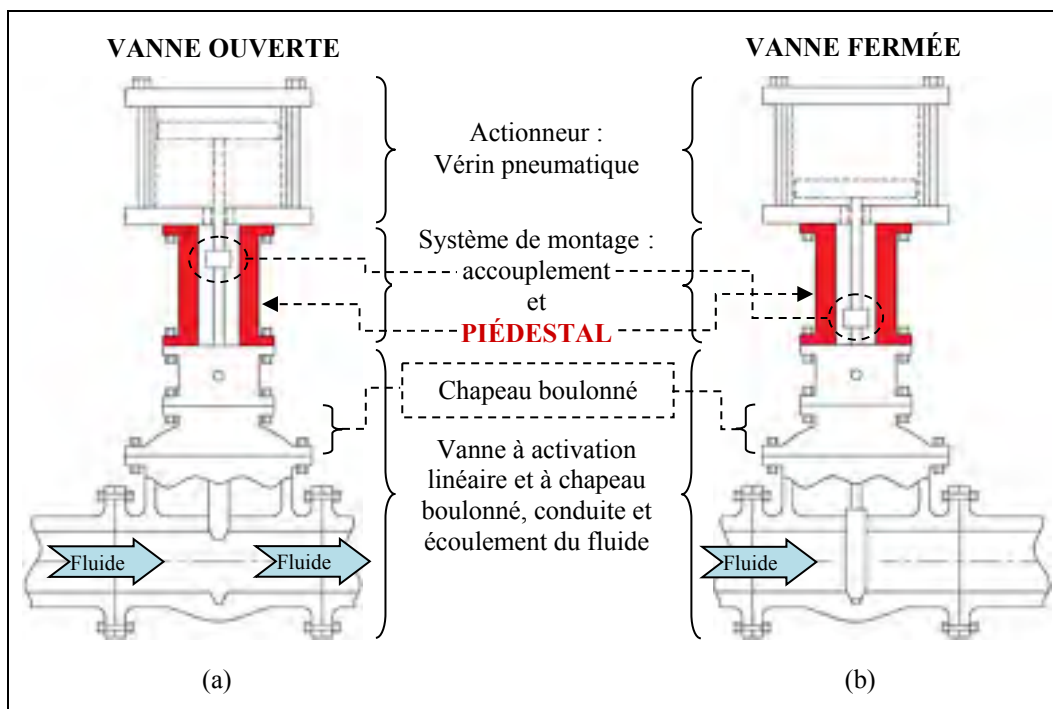


Figure 3.1 Représentation simplifiée des composantes et du mécanisme d'actionnement des vannes linéaires

Le piédestal doit non seulement supporter l'actionneur, mais doit aussi résister aux forces de réaction générées par son opération. De ce fait, les *principales fonctions* du piédestal se résument à:

1. Permettre le montage des composantes statiques de l'actionneur à celles de la vanne;
2. Résister aux forces de réaction engendrées par l'opération de l'actionneur.

Cette structure opère sous chargement statique, mais aussi cyclique. Elle peut être installée à l'intérieur d'une usine comme à l'extérieur, où elle devra opérer à des températures très basses. En outre, la vanne et l'actionneur peuvent être enfouis lorsqu'ils sont installés à même un pipeline souterrain. De ce fait, le piédestal doit être en mesure d'accueillir des charges externes et d'opérer dans des environnements corrosifs.

3.2 Description du marché

Le marché visé par le développement de ce produit est très large. Il s'agit du secteur du transport de pétrole et de gaz naturel au Canada et aux États-Unis. Plusieurs clients potentiels ont cependant déjà été ciblés par l'entreprise. Certains d'entre eux se comptent parmi les manufacturiers de vannes desservant le secteur des pipelines d'énergie en question. D'autres clients potentiels se spécialisent plutôt dans l'automatisation de ces vannes. Le produit à développer devra donc s'adapter aux différents types de vannes offerts par les manufacturiers ciblés. Ces différents types de vannes répondent à autant de types de constructions. Ces dernières sont listées¹⁷ ici-bas en anglais pour faciliter leur repérage. Notons que l'étendue de ces types de vannes n'affecte pas les conditions de fonctionnement pour lesquelles le piédestal doit être conçu. Seule la morphologie externe de ces vannes doit être prise en considération afin de développer un prototype de piédestal présentant des éléments de montage pouvant s'adapter à la grande majorité de ces vannes.

1. «*Wedge gate valve*»,
2. «*Globe valve*»,
3. «*Rising stem ball valve*»,
4. «*Rising stem plug valve*»,

¹⁷ Pour des raisons de droits d'auteur, les photos représentant ces différents types de vannes ne peuvent être reproduites dans le présent document. Il est toutefois possible d'observer aux adresses URL respectives listées ici-bas ces types de vannes :

1. https://www.velan.com/en/products?product_id=96
2. <http://www.powellvalves.com/api-600-cast-steel-globe-valves.html>
3. <http://www.controlseal.nl/valves/1-rsbv.html>
4. <http://www.valvedepot.com/catalogue/truseal.htm>
- 5, 6. http://www.globalvalveandcontrols.com/products_expanding_gate_valves.html

5. «*Through conduit slab gate valve*»,
6. «*Through conduit parallel expanding gate valve*».

3.3 Normes de conception

Plusieurs normes doivent être respectées dans la conception du piédestal afin de répondre aux exigences du marché visé. Ces normes ainsi que les versions utilisées dans la présente recherche sont listées et brièvement décrites ici-bas :

1. ANSI/API Standard 6DX:2012 : Norme couvrant l'intégrité mécanique et le dimensionnement des actionneurs et des éléments de montage des vannes de conduites conformes aux normes ISO 14313 et API Specification 6D;
2. AWS D1.1/D1.1M:2010 : Norme couvrant le soudage des structures d'acier;
3. ASME BPVC Section VIII:2004, Division 2, Partie AD-132: Norme couvrant les règles alternatives de la construction de vaisseaux sous pression;
4. MSS SP-102-1989 : Norme réaffirmée en 2001 couvrant le dimensionnement et les caractéristiques de performance des interfaces de montage et des composantes de raccordement des actionneurs multi tours aux vannes industrielles.

Notons qu'afin d'alléger la présentation de ces normes au cours de ce chapitre et des chapitres suivants, les quatre (4) normes ci-haut listées seront respectivement identifiées en utilisant les acronymes «API», «AWS», «BPVC» et «MSS». De plus, certains articles, tableaux et figures provenant de ces normes pourront être référencés en utilisant ces acronymes pour identifier leurs sources.

Soulignons aussi que les normes API et AWS ont déjà été présentées à la section 1.1. La norme BPVC est aussi listée plus haut, car elle est référencée dans le texte de la norme API. Quant à elle, la norme MSS sera plutôt présentée à la section 4.4.1.

3.4 Description des besoins et contraintes et des spécifications techniques

Plusieurs entretiens menés par le département des ventes du PI auprès de certains clients potentiels ainsi que de nombreuses rencontres avec le personnel qualifié du PI ont permis d'établir la liste des *besoins clients*. Ces derniers sont présentés au Tableau 3.1 et identifiés comme étant les besoins un (1) à six (6). Ces besoins sont par la suite traduits sous forme de *spécifications techniques* afin de guider la conception. Celles-ci sont présentées au même tableau et alignées avec les besoins auxquels elles sont associées. Les *besoins propres au PI* sont aussi décrits dans ce tableau et portent les numéros de besoins sept (7) à onze (11). De la même façon que vue pour les besoins clients, ces besoins du PI sont ensuite traduits en spécifications.

Tableau 3.1 Besoins des clients et du PI et spécifications techniques associées

Besoins des clients et du PI		Spécifications techniques associées	
No°	<i>Le piédestal...</i>	No°	<i>Le piédestal...</i>
1	Résiste à des charges statiques (tension-compression) occasionnées par l'actionneur lorsque celui-ci fonctionne à des pointes de pression interne de 225 psi du système pneumatique le commandant	1	Ne subit aucun endommagement à des charges statiques (tension-compression) occasionnées par l'actionneur lorsque celui-ci fonctionne à une pression interne de 225 psi
		2	Demeure solidaire aux interfaces de l'actionneur et de la vanne à des charges statiques (tension-compression) occasionnées par l'actionneur lorsque celui-ci fonctionne à une pression interne de 225 psi
2	Résiste à de nombreux cycles d'opération de l'actionneur à sa pression nominale	3	Résiste à plus de 300 000 cycles de chargements occasionnés par l'actionneur lorsque celui-ci fonctionne à une pression interne de 150 psi
3	Demande un minimum d'entretien	4	Offre un temps moyen entre pannes (<i>MTBF</i> ^a) de minimum 40 ans
4	Est résistant à la corrosion	5	Est formé de pièces dont le % corrodée des surfaces testées en brouillard salin en respect de la norme ASTM B117 ne dépasse pas 15 % après 1 000 heures d'exposition, et ce, selon certains paramètres d'essais préalablement établis par le PI
5	Offre une conception où le fonctionnement est sans risque de pincement ou d'écrasement pour toute personne interagissant avec le système	6	Respecte les dimensions acceptables des ouvertures pouvant donner accès à une source de danger en fonction des distances de sécurité séparant ces ouvertures de ces sources de danger selon la CSST, soient des données disponibles à l'ANNEXE II

Tableau 3.1 (Suite)

Besoins des clients et du PI		Spécifications techniques associées	
No°	<i>Le piédestal...</i>	No°	<i>Le piédestal...</i>
6	Offre un accès de travail suffisamment grand pour procéder à l'installation et la maintenance des composantes mobiles du système de montage	7	Offre une fenêtre d'accès aux composantes mobiles du système de montage dont la longueur la plus courte est supérieure ou égale à 6 po
7	Peut s'adapter au produit actuel du PI (actionneur) sans modification majeure de celui-ci	8	S'assemble à l'actionneur sans modification majeure de ce dernier, ou seulement par l'ajout de trous de montage sur celui-ci
8	Peut s'adapter à la grande majorité des types de vannes ciblés par le projet	9	Présente une interface de montage piédestal/vanne pouvant s'adapter à des vannes conçues pour accueillir un actionneur, mais aussi à des vannes n'ayant initialement été conçues que pour accueillir un système d'activation manuel, et ce, sans modification importante de sa morphologie
9	Permet la fixation (à même sa structure) d'options et d'éléments d'automatisation quelconque	10	Présente une ou plusieurs surfaces planes pouvant être percée(s) en plusieurs endroits sans sacrifier l'intégrité structurelle du piédestal. L'aire totale des surfaces trouées doit pouvoir être supérieure ou égale à 3 po ² et répartie sur une surface minimale de 8 po par 12 po
10	Est d'une dimension proportionnelle à celle de l'actionneur	11	Présente une surface projetée perpendiculaire à l'axe de travail de l'actionneur dont les dimensions de l'enveloppe carrée ne dépassent pas 1,25 fois les dimensions de l'enveloppe carrée de la surface projetée de l'actionneur perpendiculaire son axe de travail
11	A une allure robuste	12	Obtient un score de plus de 75 % sur l'appréciation de son allure de robustesse par le personnel qualifié et concerné du PI

^a De l'anglais : *Mean Time Between Failures*

Le PI a aussi formulé certaines *contraintes*. Celles-ci sont listées au Tableau 3.2 où on retrouve aussi les spécifications techniques associées à chacune d'entre elles. De plus, soulignons qu'à cette liste s'ajoute la contrainte sur laquelle repose l'hypothèse de travail de cette recherche. En effet, cette dernière contrainte aussi formulée par le PI et découlant d'une étude préliminaire portant sur les méthodes d'assemblage des structures d'acier stipule que les composantes structurelles du piédestal doivent être assemblées par le procédé de soudage GMAW. Ainsi, cette contrainte sera directement intégrée au développement du prototype de

piédestal par le biais de l'hypothèse de travail, celle-ci spécifiant que le GMAW est un procédé adéquat pour assembler la structure formant le piédestal.

Tableau 3.2 Contraintes du PI et spécifications techniques associées

Contrainte du PI		Spécifications techniques associées	
No°	<i>Le piédestal...</i>	No°	<i>Le piédestal...</i>
1	Peut accueillir un système visuel et mécanique renvoyant la position de la partie mobile de l'actionneur en tout temps	1	Présente une surface plane verticale d'une largeur minimale de 1 po et d'une hauteur couvrant la course totale de l'actionneur et de son accouplement
2	Permet la fixation (à même sa structure) de capteur de fin de course	2	Présente une surface plane verticale d'une largeur minimale de 2 po et d'une hauteur couvrant la course totale de l'actionneur et de son accouplement. Les normales tracées à partir de cette surface doivent être coïncidentes avec la tige de l'actionneur. Cette surface peut être usinée en partie à concurrence de 3 po ² d'enlèvement de matière sans sacrifier l'intégrité structurelle du piédestal
3	Présente des surfaces permettant le contact d'ajusteurs de fin de course intégrés à l'accouplement de la tige de l'actionneur et de la tige de la vanne	3	Présente des surfaces planes, dégagées et perpendiculaires à l'axe de motion de l'accouplement sur lesquelles ce dernier peut venir en contact afin d'arrêter le mouvement des parties mobiles de l'actionneur et de la vanne
4	Peut être entièrement fabriqué dans l'usine du PI	4	Se fabrique à l'aide d'opérations d'usinage et d'assemblage se comptant parmi la coupe à la scie horizontale à ruban, le tournage trois (3) axes, le fraisage quatre (4) axes, le perçage à colonne verticale, le meulage manuel, le boulonnage et le soudage de type GMAW
5	Renvoie un coût de fabrication permettant d'offrir un prix de vente compétitif	5	Renvoie un prix de vente d'au moins 20 % inférieur au prix de vente proposé par un compétiteur typique offrant un produit similaire au présent piédestal

Pour finir, le produit à développer doit aussi répondre à certaines normes régissant le domaine pour lequel il est conçu. Le Tableau 3.3 présente donc les diverses contraintes imposées par les *normes en vigueur* auxquelles le piédestal doit se plier. Notons que ces contraintes sont déjà exprimées sous forme de spécifications techniques.

Tableau 3.3 Contraintes des normes en vigueur

Contraintes des normes en vigueur			
No°	Norme	Article	<i>Le piédestal...</i>
1	API	7.6.1	Est conçu pour transmettre toutes les charges de l'actionneur à la vanne et réagir à celles-ci, incluant des charges de 1,1 ou plus de fois les forces de poussée et de tiré maximales de l'actionneur
2	API	7.6.1	Ne ressent pas de contrainte mécanique (en excluant les contraintes de compression d'assemblage) qui excède 67% de la limite élastique du matériau le constituant, et ce, lorsque soumis à des charges de 1,1 ou plus de fois les forces de poussée et de tiré maximales de l'actionneur
3	BPVC	AD-132.1	Ne ressent pas de contrainte de compression d'assemblage qui excède la limite élastique du matériau le constituant lorsque la compression s'exerce sur l'entièreté de la surface, et ce, lorsque soumis à la charge maximale de conception
4	BPVC	AD-132.1	Ne ressent pas de contrainte de compression d'assemblage qui excède 1,5 fois la limite élastique du matériau le constituant lorsque la distance jusqu'à une arrête libre est plus grande que la distance sur laquelle la compression s'exerce, et ce, lorsque soumis à la charge maximale de conception
5	API	7.6.2	Est exempt de boulons sujets à des forces de cisaillement
6	API	7.6.2	Présente une conception et un tolérancement assurant le parallélisme des surfaces de montage (objectif : parallélisme de .100 po)
7	API	7.6.2	Présente une conception et un tolérancement assurant la concentricité des patrons de trous de boulons utiles à la fixation de l'actionneur et de la vanne (objectif : concentricité d'un diamètre de .100 po)
8	API	7.6.2	Présente une conception et un tolérancement assurant l'enlignement des patrons de trous de boulons, de la tige de la valve, de l'accouplement et de la tige de l'actionneur (objectif : localisation d'un diamètre de .125 po)
9	API	7.6.3	Est issu d'une conception prenant en considération les chargements externes provenant des effets environnementaux
10	API	7.6.3	Est issu d'une conception prenant en considération les pointes de pression, si spécifiées
11	API	7.6.3	Est issu d'une conception prenant en considération la fréquence du cycle de chargement
12	API	7.6.3	Est issu d'une conception prenant en considération la vitesse d'opération
13	API	7.1	Peut se fixer à l'actionneur, qui lui, doit respecter les patrons de trous de montage décrits par les normes ISO 5210 et ISO 5211, sauf indication contraire
14	API	11.2	Comporte des soudures (si soudé) réalisées en respect de la norme AWS ou une norme équivalente. En outre, les soudures réalisées en respect des normes ISO 15607, ISO 15609 (toutes les parties), ISO 1561-1 ou ASME BPVC Section IX forment des alternatives acceptables

CHAPITRE 4

CONCEPTION DU PIÉDESTAL ET DE SES COMPOSANTES

Le présent chapitre porte sur la conception du piédestal et de ses composantes, soit l'élément correspondant à l'activité B3 présentée à la Figure 2.1. Ainsi, la première section couvrira brièvement les étapes de génération de solutions et le processus de sélection menant au concept retenu. La seconde section permettra plutôt de présenter le concept développé dans son ensemble. De plus, elle servira aussi à introduire les autres sections de ce chapitre qui décriront individuellement et avec plus de détails les différentes composantes du prototype de piédestal. Pour finir, on exposera le modèle de simulation numérique ainsi que certains résultats d'analyses par la méthode des éléments finis qui ont entre autres permis de peaufiner le dimensionnement de certaines composantes.


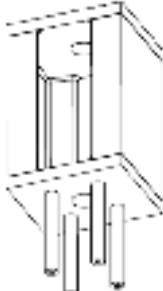
4.1 Génération de solutions et processus de sélection

Plusieurs méthodes ont été utilisées afin de générer des concepts de piédestal. Tout d'abord, un processus individuel de génération d'idées a été effectué par le chercheur affecté à ce projet. Par la suite, ces idées ont été présentées à un groupe de discussion composé du chercheur et des directeurs des départements de la recherche et du développement, de l'ingénierie et des ventes du PI. Ces idées ont par la suite été analysées lors d'une discussion ouverte en les opposants entre elles sur la base des besoins formulés dans le cahier des charges, et ce, afin d'en faire un point de départ pour une séance de remue-méninges.

Une fois la séance de remue-méninges réalisée, il a été possible de procéder à la sélection des idées générées. Cette sélection s'est effectuée à l'aide de matrices de filtrage. Notons que l'ensemble du processus de génération d'idées et de sélection a été fractionné en deux (2) parties dans le cadre d'une analyse morphologique du piédestal. La première partie portait donc sur la conception de la structure formant le corps du piédestal et la seconde couvrait la conception de l'interface de montage liant le piédestal à la vanne à actionner. Les deux (2) concepts retenus à la suite de ce processus sont ainsi représentés au Tableau 4.1, tandis que

les détails portants sur les matrices de filtrage et les concepts non retenus sont présentés à l’ANNEXE III.

Tableau 4.1 Concepts retenus selon les matrices de filtrage lors de la sélection des solutions générées

<i>Concepts retenus selon les matrices de filtrage pour...</i>	
la structure formant le corps du piédestal :	l’interface liant le piédestal à la vanne :
Profilés en «C»	Piliers de montage en option
	

4.2 Présentation de la solution développée

Le concept de piédestal proposé par cette recherche est illustré à la Figure 4.1. On y montre en (a) une vue de produit assemblé, et en (b), une vue éclatée du même produit avec le détail des différentes composantes. Cette solution matérielle se traduit essentiellement par une construction soudée assemblée à des piliers de montage. Cette structure soudée est composée de deux (2) plaques horizontales liées entre elles par deux (2) profilés en «C» verticaux. La plaque supérieure permet l’assemblage de l’actionneur, tandis que la plaque inférieure permet la fixation de piliers de montage. Ce sont ces piliers qui seront assemblés à la vanne, complétant le montage des composantes statiques de l’actionneur à celle-ci. Deux (2) gardes sont aussi installés sur les côtés ouverts de la construction soudée. Rappelons en outre que cette solution a été développée pour supporter l’opération d’un actionneur formé d’un vérin pneumatique double action de 16 po de percée et de 12 po de course dont la pression nominale de travail s’élève 150 psi.

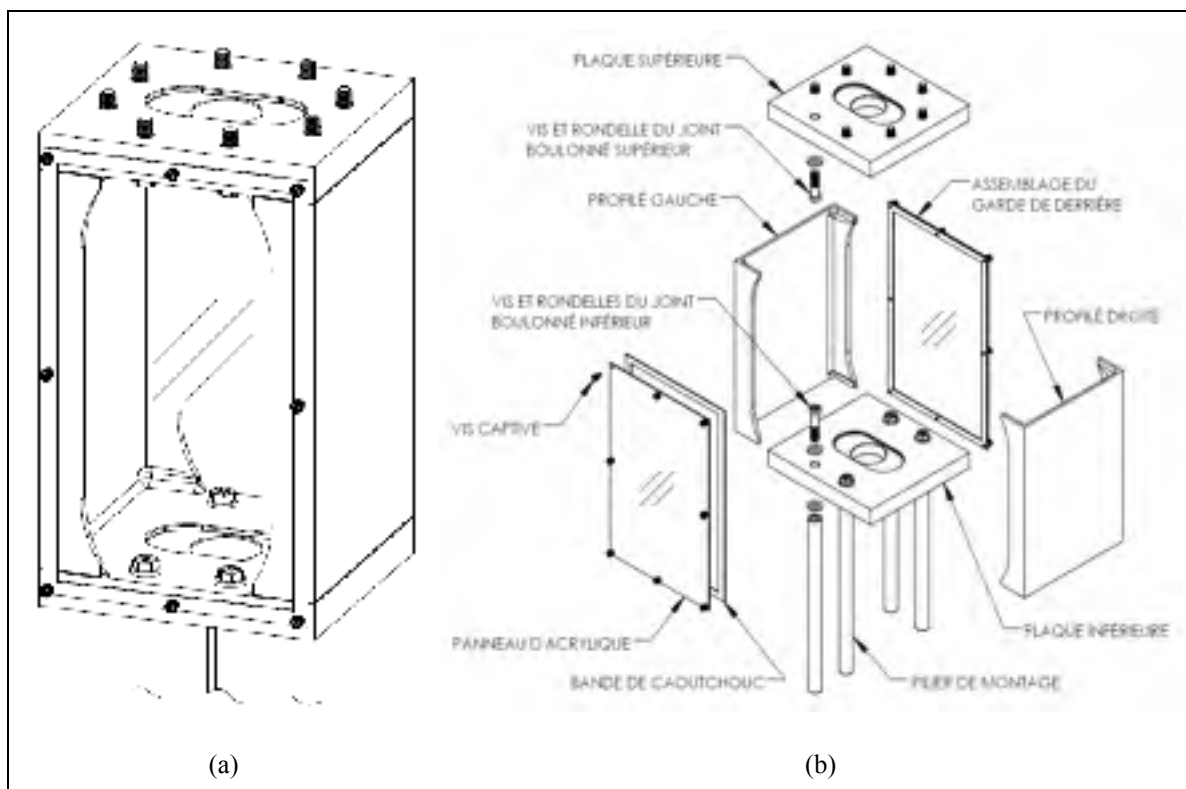


Figure 4.1 Représentation du concept final de piédestal assemblé (a) et en vue explosée (b)

Les piliers de montage sont nécessaires à cette conception, car il est très fréquent que les vannes à actionner ne présentent pas de joint boulonné conçu pour accueillir l'actionneur et son piédestal. Ces piliers permettent ainsi d'installer le piédestal à la vanne lorsque celle-ci ne présente pas un tel joint et peuvent être retirés dans le cas contraire. Une présentation des modes de montage réalisables en fonction de la morphologie des vannes est d'ailleurs disponible à l'ANNEXE IV pour mieux comprendre les enjeux liés à cette interface de montage.

Quant à elle, la structure soudée est entre autres conçue pour accueillir l'accouplement des parties mobiles de l'actionneur et de la vanne qui se déplacent en translation verticale à l'intérieur cette structure. La dimension suivant la hauteur de celle-ci détermine donc la course maximale que peut accomplir l'accouplement. De plus, la motion des parties mobiles représente un risque de pincement et d'écrasement pour toute personne pouvant accéder librement à l'accouplement confiné dans la construction soudée. Des gardes transparents sont

donc installés sur les flancs ouverts de la structure afin de bloquer ces accès et d'ainsi réduire les risques de blessure. Notons que l'effort de recherche n'a pas été dirigé vers la conception de ces gardes et que ceux-ci ont plutôt découlé de tâches d'ingénierie courantes. C'est pourquoi leur conception de détail ne sera pas couverte au prochain chapitre, bien que tout de même disponible à l'ANNEXE V.

Toutes les pièces formant cette construction soudée sont faites d'acier ASTM A36, soit un matériau très abordable et hautement disponible en plaque ainsi qu'en profilé en «C». De plus, ce matériau constitue un candidat typique pour le procédé de soudage utilisé, soit le GMAW. En outre, le volume libre à l'intérieur de la construction soudée est suffisamment important pour faciliter l'installation et la maintenance de l'accouplement et de toute autre composante mobiles du système de montage. De surcroît, la disposition des profilés en «C» offre un dégagement important sur les surfaces intérieures des plaques, ce qui laisse place à de nombreuses configurations de joints boulonnés.

Les piliers sont quant à eux faits de barres d'acier «*Stressproof*» laminé à froid, ce qui limite les opérations d'usinage. En effet, ce procédé génère des profilés dont la rectitude est telle que l'usinage du diamètre extérieur n'est pas une opération nécessaire pour la présente application.

Toutes les pièces de quincaillerie que l'on retrouve dans cette conception possèdent des propriétés anticorrosives leur permettant de bien répondre à l'application. En outre, les vis que l'on retrouve aux interfaces de montage inférieure et supérieure de la construction soudée sont accompagnées de certificats témoignant de leurs propriétés physiques et chimiques, ce qui permet d'assurer l'intégrité structurelle des joints boulonnés. La protection contre la corrosion de la construction soudée et des piliers est quant à elle assurée par une combinaison de peintures dont la performance a déjà été évaluée et jugée satisfaisante par le PI. Cette solution anticorrosive a donc été retenue dans ce projet, mais n'a pas été le sujet de l'effort de recherche. Les performances de cette solution et le détail des éléments motivant son utilisation demeurent toutefois disponibles à l'ANNEXE VI.

Notons que pour ce prototype, les pièces formant la structure sont tout d'abord usinées en entier, puis soudées. En effet, aucun usinage post-soudage des interfaces de montage n'est requis afin d'assurer la fonctionnalité du produit. Cette méthode a pour objectif de réduire entre autres :

1. Le nombre d'étapes de fabrication,
2. Le temps consacré au montage machine,
3. La manutention du produit,
4. Le transport (lorsque certaines étapes de fabrication sont réalisées en sous-traitance),
5. Le délai d'approvisionnement.

Bien sûr, cette méthode requiert en contrepartie des mesures additionnelles pour assurer la fonctionnalité du produit. Celles-ci se sont traduites par l'usage d'un gabarit de soudage de précision suffisante et par l'emploi de méthodes de contrôle et de réduction des distorsions thermiques générées lors du soudage, soit des éléments présentés à la section 5.2.

Le prototype répond aussi à bien d'autres besoins et contraintes formulés dans le cahier des charges. En effet, la structure présente entre autres :

1. Une surface plane verticale (identifiée par la lettre A à la Figure 4.2) permettant d'accueillir une règle graduée afin de connaître et de mesurer la position de la partie mobile de l'actionneur en tout temps;
2. Une surface plane verticale (identifiée par la lettre B à la Figure 4.2) permettant la fixation de capteur de fin de course ou de tout autre élément d'automatisation;
3. Des surfaces planes, dégagées et perpendiculaires à l'axe de motion de l'accouplement (identifiées par la lettre C à la Figure 4.2) permettant le contact d'ajusteurs de fin de course intégrés à l'accouplement de la tige de l'actionneur et de celle de la vanne afin d'ajuster la course maximale des parties mobiles de la vanne.

Pour finir, rappelons que la conception des composantes du piédestal sera détaillée à travers les prochaines sections de ce chapitre. Celle-ci suivra d'ailleurs la structure de présentation illustrée à la Figure 4.3.

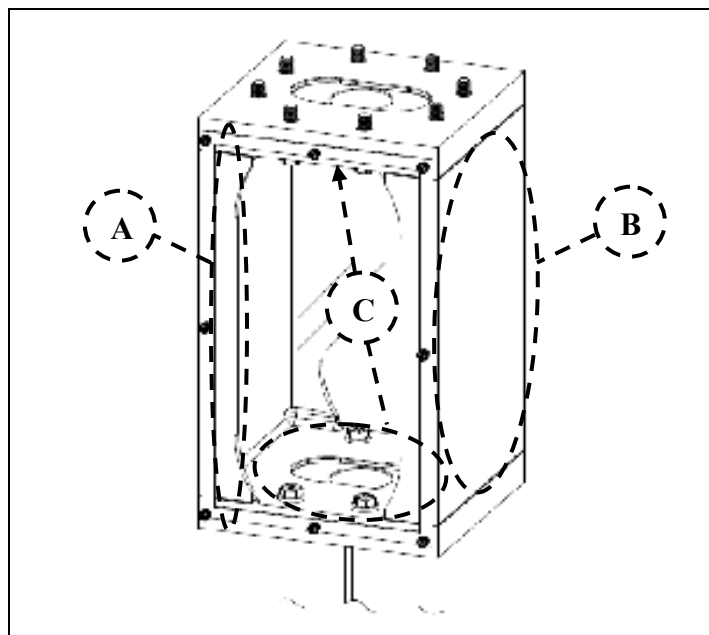


Figure 4.2 Identification de certaines surfaces fonctionnelles du prototype

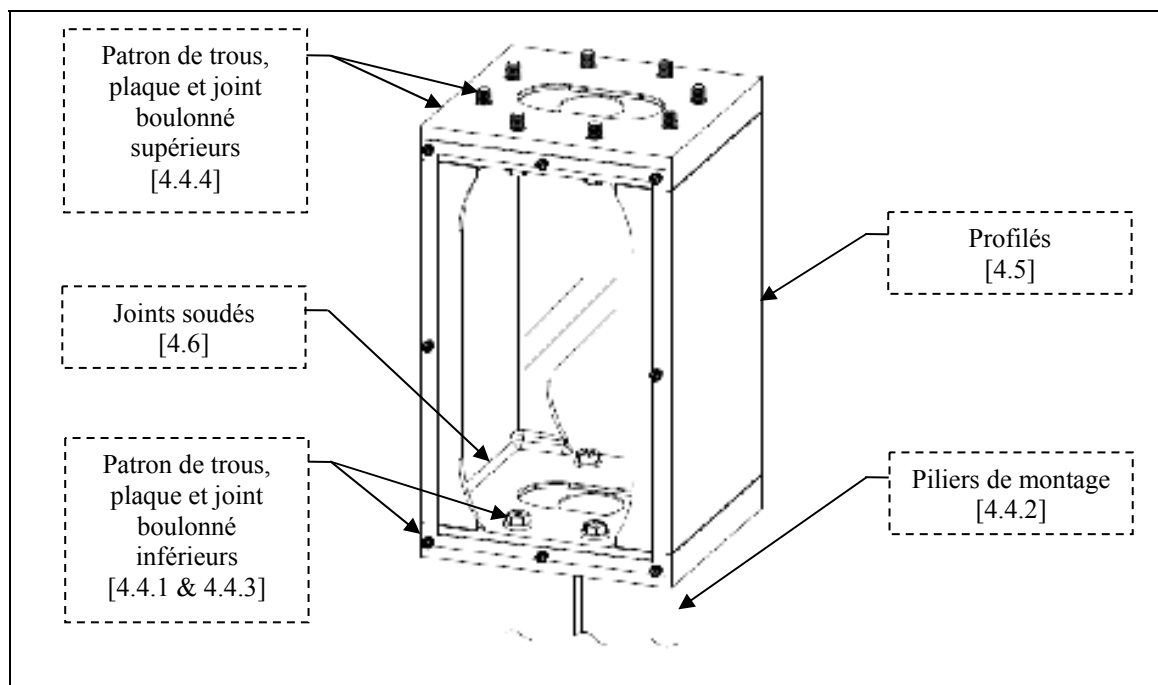


Figure 4.3 Structure de présentation des composantes formant le piédestal

4.3 Conditions de chargement générales

Plusieurs charges s'inscrivent dans le calcul des chargements statiques et cycliques appliqués au piédestal. Parmi ceux-ci, on compte les charges d'opération de l'actionneur, le poids de l'actionneur et les charges externes. Ces chargements sont détaillés dans les sections qui suivent et les calculs menant à ces résultats sont présentés à l'ANNEXE VII.

4.3.1 Chargements statiques

Au total, on dénombre quatre (4) types de charges dans le calcul des chargements statiques. Ceux-ci sont présentés ici-bas :

1. Les premières charges correspondent aux *forces de fermeture et d'ouverture de la vanne*. Celles-ci sont engendrées par l'appui ou le coincement de la partie mobile de la vanne lorsqu'elle demeure en position fermée ou ouverte. En effet, ces actions génèrent des forces de réaction reprises par le piédestal, qui est alors sollicité respectivement en tension ou en compression. Ces forces de réaction sont ensuite pondérées par un facteur de sécurité pour former les *charges maximales d'opération de l'actionneur*. Ces charges sont d'ailleurs plus longuement décrites et schématisées à l'ANNEXE VIII où l'on présente aussi la valeur et la provenance du facteur de sécurité ainsi ajouté.
2. La deuxième charge correspond au *poids de l'actionneur* installé à la verticale au-dessus de la vanne [API article 7.6.3]. Celle-ci est centrée avec l'axe du vérin. Sa valeur est en outre approximée au poids d'un vérin ayant déjà été fabriqué par le PI et identique à l'actionneur considéré dans cette recherche.
3. La troisième charge représente une *charge externe*, soit le poids maximal de la terre ensevelissant l'actionneur dans le cas d'une installation souterraine. Cette charge est calculée en considérant une colonne de terre d'un diamètre égal à la percée de l'actionneur et d'une hauteur égale à la profondeur moyenne d'enfouissement des

pipelines souterrain, soit 1,5 m (Ryan, 2006). La densité de la terre est entre autres approximée à la densité de la terre végétale s'élevant à $1\,250\text{ kg/m}^3$.

4. À ceci s'ajoute une *charge externe d'effet environnemental* [API article 7.6.3] considérée dans cette étude comme le poids maximal de la neige pouvant s'accumuler à la surface de la masse de terre ensevelissant l'actionneur dans une installation souterraine. Cette quatrième charge est calculée en considérant une colonne de neige d'un diamètre égal à la percée de l'actionneur et d'une hauteur correspondant à l'accumulation maximale historique de neige enregistrée au Québec, c'est-à-dire 762 cm (Olivier, 2015). Étant très inconstante, la densité de la neige est quant à elle grossièrement approximée 110 kg/m^3 . Ainsi, la deuxième, la troisième et la quatrième charge sont par la suite combinées puis majorées par un facteur de charge de 1,5 pour former la *charge de masses totale*.

À partir de toutes les charges présentées précédemment, on peut calculer les *charges maximales en tension et en compression appliquées au piédestal*. Bien sûr, le piédestal doit être capable de résister aux différents chargements statiques, et ce, qu'il fasse partie d'une installation souterraine ou non. De ce fait, cette composante est conçue en considérant les valeurs extrêmes de tension et de compression pour tout type d'installation confondu. Ainsi, on suppose dans le calcul en tension que l'actionneur n'est pas enseveli par de la terre ou de la neige, que sa masse est supportée par un élément externe et qu'il développe une force de poussée. Dans le calcul en compression, on suppose plutôt que l'actionneur est enseveli par de la terre et de la neige, que son poids est supporté par le piédestal et qu'il développe une force de tirée. Ainsi, nous obtenons les valeurs présentées au Tableau 4.2.

On observe à la lecture de ce tableau que la charge de masses totale n'a que très peu d'influence sur le résultat des chargements appliqués au piédestal. En effet, même dans le scénario où l'on calcule la charge maximale de compression, la charge de masses totale ne représente que 4,6 % de cette valeur finale. On peut donc constater que les charges maximales appliquées au piédestal résultent en majeure partie des charges maximales d'opération à elles seules.

Tableau 4.2 Chargements statiques appliqués au piédestal

Charge (Scénario de tension max)	Valeur [N]	Charge (Scénario de compression max)	Valeur [N]
Charge max d'opération – <i>fermeture</i> de la vanne	201 233	Charge max d'opération – <i>ouverture</i> de la vanne	-198 089
Poids <i>min</i> de l'actionneur	0	Poids <i>max</i> de l'actionneur	-1 739
Charge externe <i>min</i> – poids de la terre	0	Charge externe <i>max</i> – poids de la terre	-2 386
Charge externe <i>min</i> d'effet environnemental – poids de la neige	0	Charge externe <i>max</i> d'effet environnemental – poids de la neige	-1 067
Charge de masses totale <i>min</i> (avant facteur de charge)	0	Charge de masses totale <i>max</i> (avant facteur de charge)	-5 192
Facteur de charge	x 1,5	Facteur de charge	x 1,5
Charge de masses totale <i>min</i> (après facteur de charge)	0 0	Charge de masses totale <i>max</i> (après facteur de charge)	-7 787 -7 787
Charge max en <i>tension</i> appliquée au piédestal	201 233	Charge max en <i>compression</i> appliquée au piédestal	-205 876

4.3.2 Chargement cyclique

La présente recherche ne fournit pas une analyse poussée du comportement en fatigue du piédestal. Toutefois, il est nécessaire d'assurer une vie en fatigue minimale de la structure. De ce fait, le cycle de chargement à considérer pour définir cette vie en fatigue est simplifié, et ce, de façon à renvoyer des résultats plus conservateurs. Les seules charges à considérer dans le calcul du chargement cyclique correspondent donc aux *forces de fermeture et d'ouverture de la vanne* précédemment mentionnées dans la présentation des chargements statiques. Le *chargement cyclique simplifié* est alors approximé comme étant un chargement complètement renversé où le ratio (R) est égal à -1,00 et l'intervalle de chargement à deux (2) fois la valeur de la tension maximale, soit 268 310 N. Notons que les détails justifiant les charges et l'approche utilisées pour calculer ce chargement cyclique sont disponibles à l'ANNEXE IX. De plus, le *chargement cyclique simplifié* et les *charges maximales en tension et en compression appliquées au piédestal* calculées à la section précédente serviront entre autres à dimensionner les composantes du piédestal tout au long de ce chapitre.

4.4 Interfaces de montage

Tel que mentionné à la section 4.2, le piédestal peut être directement boulonné à l'interface de la vanne lorsque celle-ci possède une surface prévue à cet effet. De plus, lorsque la vanne ne présente pas une telle surface, le piédestal peut être assemblé à des piliers qui sont à leur tour boulonnés à la vanne selon les différents modes de montage présentés à l'ANNEXE IV. Les prochaines sections couvrent donc la conception de cette interface, ainsi que celle utilisée pour assembler l'actionneur au piédestal.

Soulignons que le piédestal est conçu en considérant le pire des scénarios, soit en arborant la configuration générant les contraintes mécaniques les plus élevées au sein de sa structure. Pour y arriver, les contraintes de dimensionnement reliées à la présence d'une surface dédiée au montage de l'actionneur et de son piédestal seront jumelées au besoin d'utiliser des piliers afin d'assembler le piédestal à la vanne. Ainsi, la prochaine section portera sur le patron de trous de montage commun au piédestal et à la vanne lorsque cette dernière présente cette surface dédiée. La suivante couvrira plutôt la conception des piliers ainsi que leurs dispositions. Par la suite, deux autres sections porteront sur les joints boulonnés que l'on retrouve sur les plaques inférieure et supérieure de la construction soudée.

4.4.1 Patron de trous de montage inférieur

Le patron de trous caractérisant l'interface de montage du piédestal et de la vanne doit répondre à certaines normes de conception selon la norme API. En effet, cette dernière stipule que la portion de l'actionneur à son interface avec la vanne doit respecter la norme ISO 5210 ou ISO 5211, sauf sous une entente contraire [API article 7.1]. Ces normes internationales couvrent respectivement le raccordement des actionneurs multi tours et des actionneurs à fraction de tours aux vannes industrielles.

Cependant, sachant que le marché visé se résume au secteur du transport de pétrole et de gaz naturel au Canada et aux États-Unis, on peut se tourner vers une autre norme. Il est ici question de la norme MSS SP-102 émise par la Société de normalisation des fabricants de

l'industrie des vannes et des raccords (*MSS¹⁸*). Cette norme basée en partie sur la norme ISO 5210 reflète plus particulièrement la pratique commune de l'industrie nord-américaine des vannes et des actionneurs (*MSS*, 1989, p. ii).

À partir de la norme *MSS*, on peut déterminer les caractéristiques de l'interface de montage selon la poussée maximale pouvant être transmise à celle-ci [*MSS* article 6.2.1]. Cette force correspond à la charge maximale d'opération de l'actionneur à la fermeture de la vanne présentée à la section 4.3.1. Ainsi, les caractéristiques relatives au patron de trous de la surface de montage à adopter sont présentées à la Figure 4.4 et leurs valeurs correspondantes sont listées au Tableau 4.3. Notons que la désignation des surfaces de montage de cette norme utilise celle de la normalisation ISO avec l'ajout d'un «A» pour distinguer ces types de surfaces comme étant des produits américains (*MSS*, 1989, p. ii).

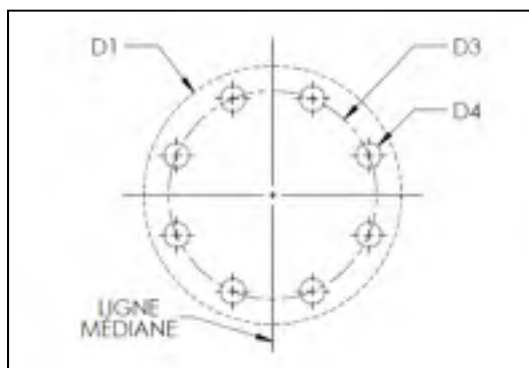


Figure 4.4 Schéma du patron de trous selon la norme *MSS*

Tableau 4.3 Dimensions de la surface de montage normalisée
Données tirées du *MSS* [*MSS* tableau 1]

Type de surface de montage	Poussée maximale	Ø de la surface minimale d'appui (D ₁)	Ø du patron de trou (D ₃)	Description du boulon typique du patron (D ₄)	Nbr de boulons
FA25	50 000 lbf (220 kN)	11,38 po (289,1 mm)	10,00 po (254,4 mm)	5/8-11	8

¹⁸ De l'anglais : *Manufacturers Standardization Society of the Valve and Fittings Industry*

Tel qu'illustré à la Figure 4.4, les trous accueillant les boulons D_4 sont positionnés à équidistance sur le patron de trous D_3 et celui-ci doit enjambrer la ligne médiane de l'actionneur et de la vanne [MSS article 6.2.2]. De plus, sachant que ces trous ne sont pas filetés et qu'ils servent plutôt de trous de passage de vis, la tolérance au niveau du jeu doit respecter les requis de la norme ANSI ou ISO [MSS article 6.2.3]. Pour des considérations d'assemblage, l'ajustement est sélectionné de façon à obtenir un jeu appréciable et le diamètre des trous de passage s'élève ainsi à 0,6719 po.

Soulignons en outre que le diamètre D_1 ne revoit que la dimension de la surface minimale d'appui requise pour la tête des vis ou des écrous. Ainsi, toute matière dépassant cette région est optionnelle et n'est pas couverte par cette norme [MSS article 6.2.5].

Pour finir, ajoutons que seuls quatre (4) des huit (8) trous de montage présentés à la Figure 4.4 serviront à former le patron de trous de montage inférieur du prototype de piédestal. Ces trous seront entre autres identifiés à la section 4.4.2 et à l'ANNEXE X où l'on détaillera la conception des piliers de montage en exposant aussi les raisons justifiant ce choix de conception.

4.4.2 Piliers de montage

Au patron de trous présenté précédemment s'ajoute la nécessité d'utiliser des piliers de montage pour assembler le piédestal à la vanne, et ce, dans le but de recréer le pire des scénarios de montage. La quantité de piliers, leur disposition ainsi que leurs dimensions reflètent aussi ce scénario qui est plus longuement détaillé à l'ANNEXE X avec la conception des piliers qui en découle. Soulignons que le flambage des piliers et les contraintes de compression d'appui aux joints boulonnés ont entre autres été considérés dans cette conception. Celle-ci s'est donc soldée par un assemblage de quatre (4) piliers de montage d'une longueur maximale de 20,063 po dont les embouts sont percés et filetés afin de permettre leur boulonnage à la vanne et au piédestal. Notons en outre que cette longueur surpasse la limite inférieure de 18 po fixée à la suite d'une collecte d'information sommaire

sur le dimensionnement des vannes afin de s'assurer que les piliers conçus répondent toujours au pire des scénarios de montage.

Ainsi, le Tableau 4.4 résume les principaux éléments de cette conception, tels que les données d'entrée et les facteurs de sécurité résultants. Soulignons que le détail des calculs menant à ces résultats est disponible à l'ANNEXE XI. Ajoutons aussi qu'un faible facteur de sécurité en flambage a été jugé raisonnable dû aux hypothèses très conservatrices émises lors de la désignation des conditions aux frontières des piliers pour les calculs portant sur leur résistance au flambage.

Tableau 4.4 Sommaire des résultats relatifs au dimensionnement des piliers

Données d'entrée	Valeur
Matériau	Acier Stressproof laminé à froid
Limite élastique minimale	689 MPa
Résistance à la traction minimale	793 MPa
Module de Young	200 GPa
Longueur maximale des piliers (Lp)	20,063 po
Diamètre des piliers (Dp)	1,1875 po
Diamètre nominal des trous filetés aux embouts (Df)	0,625 po
Charge maximale en tension appliquée au piédestal	201 233 N
Charge maximale en compression appliquée au piédestal	205 876 N
Force de serrage initial des vis	57 000 N
Coefficient des conditions aux frontières	0,25
Contrainte équivalente maximale admissible selon API (67 % de la limite élastique du matériau)	461,63 MPa
Contrainte de compression locale maximale admissible selon BPVC (égale à la limite élastique du matériau)	689 MPa
Principaux résultats	Valeur
Facteur de sécurité ^a sur le flambage sous l'équation d'Euler	1,50
Facteur de sécurité ^b en tension des piliers aux sections percées et filetées	8,96
Facteur de sécurité ^a en compression locale des piliers aux surfaces des joints boulonnés	4,24

^a Au-delà du facteur de charge de 1,5 préalablement appliqué aux chargements (voir section 4.3.1)

^b Au-delà du facteur de charge de 1,5 préalablement appliqué aux chargements (voir section 4.3.1) et au-delà du facteur d'utilisation maximale de 0,67 préalablement appliqué à la limite élastique du matériau

4.4.3 Joint boulonné inférieur

Le joint boulonné liant les piliers au piédestal est formé de quatre (4) vis 5/8-11 SAE grade 8 et de huit (8) rondelles compatibles SAE grade 8, tel qu'illustré à la Figure 4.5. La force de serrage initial des boulons est calculée de façon à rencontrer quatre (4) facteurs de sécurité s'appliquant respectivement sur :

1. La séparation du joint sous la charge maximale en tension appliquée au piédestal;
2. La résistance du boulon lors du serrage initial;
3. La déformation permanente en service statique sous la charge maximale en tension appliquée au piédestal;
4. La limite d'endurance sous le chargement cyclique simplifié calculé à la section 4.3.2.

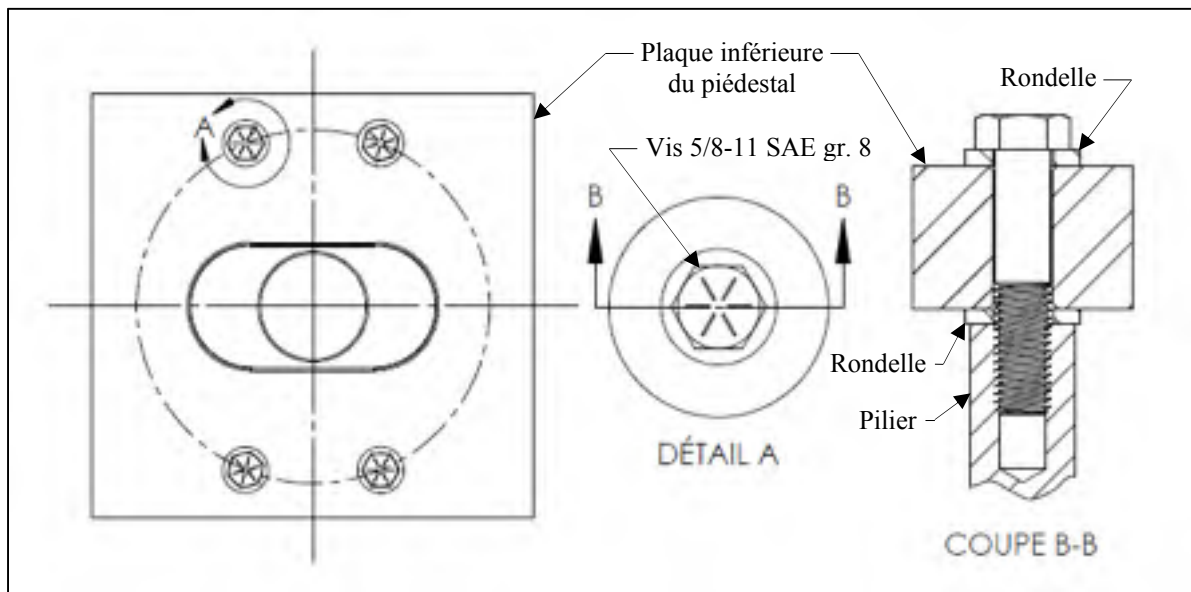


Figure 4.5 Représentation du joint boulonné liant le piédestal aux piliers

L'ensemble des calculs menant à ces facteurs de sécurité est disponible à l'ANNEXE XII et suit la théorie présentée dans le *Shigley's Mechanical Engineering Design* sur les joints boulonnés (Budynas, 2011). Les principaux résultats de ces calculs sont listés ici-bas au Tableau 4.5. Mais avant, soulignons certains éléments importants menant à ces résultats :

1. On considère que la charge appliquée au piédestal est uniformément répartie à travers chaque boulon formant le joint;

2. La rigidité du joint est à la fois marquée par les propriétés élastiques du boulon et celles de la plaque inférieure du piédestal formant la membrure;
3. Cette même rigidité est calculée en considérant une zone d'influence conique;
4. Le couple de serrage initial est déterminé en considérant que :
 - a) le diamètre des têtes des boulons correspond à 1,5 fois leur diamètre nominal, soit la proportion normalisée et véritable des vis sélectionnées;
 - b) les boulons présentent des filets simples dont l'angle est de 60°, soit la dimension normalisée et véritable des vis sélectionnées;
 - c) le coefficient de friction des filets externes et internes prend la valeur unique de 0,15, soit une valeur traduisant la friction d'une paire de filets d'acier sec (Budynas, 2011, p. 422).
5. Le facteur de sécurité sur la limite d'endurance est calculé en considérant une enveloppe de faillite délimitée par le critère ASME-elliptique.

Tableau 4.5 Sommaire des résultats relatifs au joint boulonné inférieur

Données d'entrée	Valeur
Type de vis	5/8-11 SAE grade 8
Matériau de la plaque inférieure formant la membrure	Acier ASTM A36
Module de Young de la membrure	200 GPa
Épaisseur de la membrure	1,625 po
Charge max en tension statique appliquée à chaque boulon	50 308 N
Charge max en tension cyclique appliquée à chaque boulon	33 539 N
Force de serrage initial en tension à chaque boulon	57 000 N
Couple de serrage associé à la force de serrage initial	181 N-m
Principaux résultats	Valeur
Facteur de sécurité ^a sur la séparation du joint	2,15
Facteur de sécurité sur la résistance du boulon lors du serrage initial	1,96
Facteur de sécurité ^a sur la déformation permanente en service statique	2,67
Facteur de sécurité sur la limite d'endurance sous un chargement cyclique	1,23

^a Au-delà du facteur de charge de 1,5 préalablement appliqué aux chargements (voir section 5.1.1)

De plus, il est aussi possible de calculer la longueur minimale d'engagement de la vis dans le filet interne selon la théorie présentée le *Machinery's Handbook* afin de prévenir

l'arrachement des filets externes ou internes (Oberg, 2008, pp. 1443-1444). Cette longueur ainsi que les principales données d'entrée sont présentées au Tableau 4.6 et les calculs associés sont aussi détaillés à l'ANNEXE XII.

Tableau 4.6 Longueur minimale d'engagement des vis au joint boulonné inférieur

Données d'entrée	Valeur
Type de vis	5/8-11 SAE grade 8
Limite ultime de la vis (filets externes)	1 034,21 MPa
Matériau des piliers	Acier Stressproof laminé à froid
Limite ultime du pilier (filets internes)	792,90 MPa
Principal résultat	Valeur
Longueur minimale d'engagement de la vis dans les filets internes	0,453 po

En outre, la plaque inférieure du piédestal où l'on retrouve les trous de passage de vis de ce joint boulonné est dimensionnée à l'aide d'analyses numériques afin de respecter les normes de conception en vigueur. Les résultats de ces analyses sont présentés dans la section 4.7.2.

4.4.4 Patron de trous de montage supérieur et joint boulonné associé

Le joint boulonné liant l'actionneur au piédestal n'est pas soumis aux mêmes contraintes de montage. En effet, le PI a l'opportunité d'usiner l'actionneur à l'interface de ce joint et d'y percer des trous bornes filetés. De ce fait, la plaque supérieure du piédestal est usinée de façon à respecter l'interface de montage de type FA25 proposée par la norme MSS dont les caractéristiques du patron ont déjà été décrites à la Figure 4.4 et au Tableau 4.3. Ce joint est donc similaire au précédent, à la différence qu'il est composé de huit (8) boulons au lieu de quatre (4).

Afin de simplifier l'assemblage, ce joint présente le même type de vis et de rondelle que l'autre joint, et le couple de serrage initial de ces vis demeure le même. De plus, considérant que la plaque supérieure est identique à la plaque inférieure (mis à part le nombre de trous de passage de vis formant le joint boulonné), il n'est pas nécessaire de recalculer les facteurs de

sécurité présentés précédemment. En effet, ceux-ci ne seraient que plus élevés pour ce joint. Toutefois, les filets internes sont maintenant usinés dans la matière de l'actionneur présent à l'interface de ce joint, soit de l'acier ASTM A36. Ainsi, sachant que ce matériau diffère de celui constituant les piliers, il est nécessaire recalculer la longueur minimale d'engagement des vis dans ces filets internes afin de prévenir leur arrachement. Les principaux résultats de ces calculs sont présentés ici-bas au Tableau 4.7 et détaillés à l'ANNEXE XIII.

Tableau 4.7 Longueur minimale d'engagement des vis au joint boulonné supérieur

Données d'entrée	Valeur
Type de vis	5/8-11 SAE grade 8
Limite ultime de la vis (filets externes)	1 034,21 MPa
Matériau de l'actionneur à l'interface du joint	Acier ASTM A36
Limite ultime du matériau de l'actionneur au joint (filets internes)	400,00 MPa
Principal résultat	Valeur
Longueur minimale d'engagement de la vis dans les filets internes	0,820 po

4.5 Profilés

La partie centrale du piédestal est composé de profilés en «C» américains et normalisés. Ils répondent à la désignation «C12X20.7» selon l'ANSI et l'AISC et sont faits d'acier ASTM A36. Sachant que la composante d'accouplement entre les parties mobiles de l'actionneur et de la vanne est confinée entre les plaques inférieure et supérieure du piédestal, leur longueur détermine la course maximale que peut effectuer l'actionneur.

Leur dimensionnement préliminaire se fait en considérant les charges maximales en tension et en compression appliquées au piédestal. Sachant que la structure est symétrique, on suppose que ces charges sont distribuées également sur les deux sections des profilés. On suppose aussi que ces charges sont réparties uniformément à travers les sections des profilés, posant comme hypothèse que les plaques inférieure et supérieure du piédestal sont infiniment rigides. Notons qu'il est raisonnable de poser cette hypothèse en première approche, car des analyses numériques seront réalisées afin d'évaluer la répartition des contraintes au sein des profilés en considérant la déflexion des plaques supérieure et inférieure. De plus, tout comme

pour les piliers, on calcule la charge critique de flambage en considérant une condition aux frontières de type encasturé à un bout et de type libre à l'autre. Pour les mêmes raisons qu'exposées lors de l'évaluation du flambage des piliers, cette approche est très conservatrice et un faible facteur de sécurité en flambage est donc jugé admissible. Ainsi, la résistance en tension, en compression et en flambage des profilés est calculée en considérant leur géométrie finale illustrée à la Figure 4.6. Cette géométrie est marquée par certains enlèvements de matière effectués à même les semelles des profilés. En effet, les semelles sont usinées sur leur longueur pour dissiper un effet de concentration de contrainte qui sera présenté à la section 4.7.2. De plus, les quatre (4) embouts des semelles sont aussi usinés afin d'offrir une épaisseur constante aux joints soudés, tel qu'illustré aux détails A et B de la même figure. Ce choix de conception offre un meilleur contrôle du procédé de soudage et permet l'usage de mode opératoire de soudage préqualifié selon la norme AWS. De ce fait, cette conception est exemptée de toutes procédures de qualification reliées à son mode opératoire de soudage, soit un élément qui sera présenté et décrit au chapitre 5.

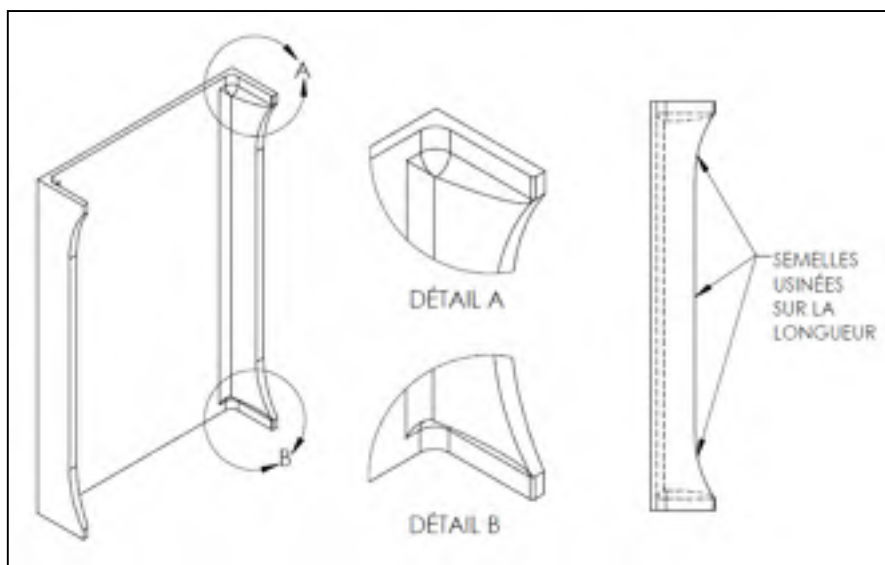


Figure 4.6 Représentation détaillée d'un des profilés

Les calculs analytiques portant sur la résistance mécanique de ces profilés sont détaillés à l'ANNEXE XIV et les principaux résultats associés sont présentés au Tableau 4.8. Selon ces derniers résultats, les facteurs de sécurité associés à la résistance mécanique des profilés sont

très élevés. L'intégrité structurelle de ces composantes sera toutefois réévaluée avec plus de précision à la section 4.7.2 portant sur les résultats des analyses numériques.

Tableau 4.8 Sommaire des résultats analytiques relatifs au dimensionnement des profilés

Données d'entrée	Valeur
Type de profilé en «C» américain et normalisé	C12X20.7
Longueur nominale des profilés	18,00 po
Matériau des profilés	Acier ASTM A36
Limite élastique minimale	250 MPa
Résistance à la traction minimale	400 MPa
Module de Young	200 GPa
Charge max en <i>tension</i> appliquée au piédestal	201 233 N
Charge max en <i>compression</i> appliquée au piédestal	205 876 N
Coefficient des conditions aux frontières	0,25
Contrainte équivalente maximale admissible selon API (67 % de la limite élastique du matériau)	167,50 MPa
Principaux résultats	Valeur
Facteur de sécurité ^a sur le flambage sous l'équation de J.B. Johnson	7,15
Facteur de sécurité ^b en tension des profilés	5,34
Facteur de sécurité ^b en compression des profilés	5,22

^a Au-delà du facteur de charge de 1,5 préalablement appliqué aux chargements (voir section 5.1.1)

^b Au-delà du facteur de charge de 1,5 préalablement appliqué aux chargements (voir section 5.1.1) et au-delà du facteur d'utilisation maximale de 0,67 préalablement appliqué à la limite élastique du matériau

4.6 Joints soudés

Afin de s'assurer que la conception des joints soudés respecte les normes en vigueur, il est nécessaire de considérer une approche analytique simplifiée proposée par la norme AWS. Cette approche permet non seulement d'estimer la valeur des contraintes ressenties aux joints, mais aussi d'évaluer la valeur de la contrainte maximale admissible à ces régions.

Ainsi, les prochains sous-chapitres porteront sur la géométrie et sur la section effective des joints soudés, soit la section reprenant la charge qui est transmise à ces joints. Par la suite, la

contrainte maximale admissible en tension et en compression sera déterminée afin d'évaluer au sous-chapitre suivant la résistance des joints soudés aux chargements statiques. Cette valeur de contrainte admissible sera d'ailleurs considérée lors de l'analyse des résultats des simulations numériques à la section 4.7.2.

Notons que l'approche analytique présentée ici n'est qu'une évaluation préliminaire de la résistance mécanique des joints. Les analyses numériques permettront donc d'évaluer avec plus de précision la valeur des contraintes maximales ressenties aux joints soudés pour les différents chargements appliqués au piédestal. De plus, le calcul et les résultats de la vie en fatigue minimale de ces joints seront aussi présentés à la section 4.7.2. De ce fait, il n'en sera pas question aux sections suivantes.

4.6.1 Géométrie des joints soudés

On compte au total quatre (4) joints soudés identiques sur la structure. Ceux-ci sont identifiés à la Figure 4.7 à l'aide d'une représentation simplifiée de la construction soudée. Chacun de ces joints lie l'extrémité d'un des profilés à une des plaques sur la totalité de la surface coïncidente.

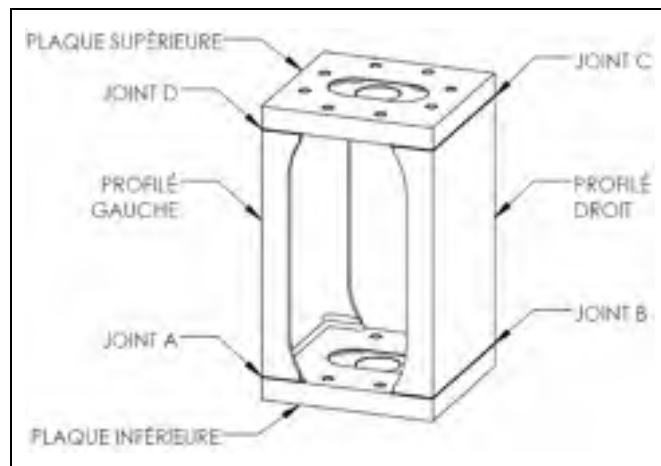


Figure 4.7 Identification des joints soudés

Ces joints présentent une pénétration complète (*CJP*¹⁹), assurant ainsi la continuité locale des pièces assemblées par le procédé de soudage. De plus, des soudures d'angle de renfort sont ajoutées à ces soudures à pénétration complète dans le but d'amoindrir l'effet de concentration de contrainte ressenti dans les angles rentrants de ces joints lorsque le piédestal est sous tension. Pour des chargements cycliques, la dimension de cette soudure de renfort doit être d'au minimum 1/4 po [AWS article 2.17.3]. Pour des chargements statiques, cette dimension doit être d'au maximum 5/16 po [AWS article 2.7.5]. Considérant que le piédestal doit résister à ces deux types de chargement, la dimension sélectionnée pour la soudure d'angle de renfort est donc de 5/16 po (0,313 po). La Figure 4.8 illustre donc la disposition typique des pièces au joint avant le soudage en (a) et le résultat du joint soudé en (b).

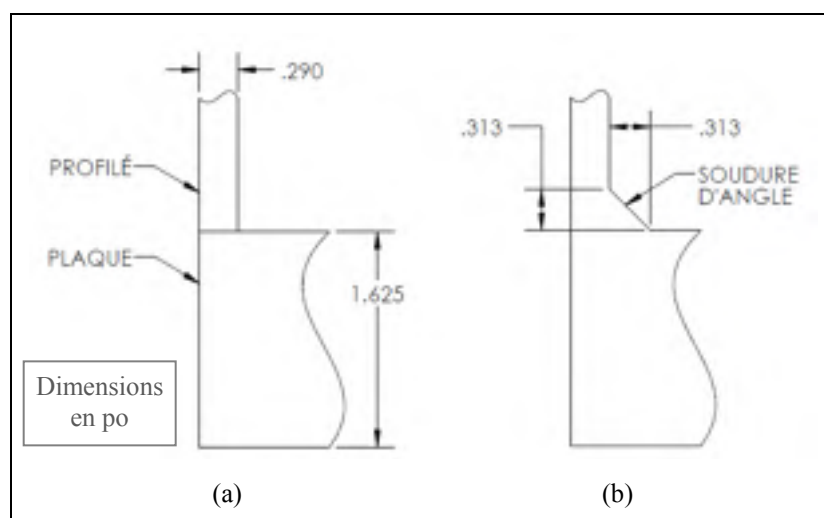


Figure 4.8 Géométrie typique en vue de coupe des joints avant (a) et après (b) le soudage

4.6.2 Section effective

Considérant que les joints sont tous identiques et à pénétration complète, la largeur composant la section effective d'un joint soudé typique correspond à celle de la pièce la plus mince [AWS article 2.4.1.2]. La section effective, soit la section reprenant la charge qui est

¹⁹ De l'anglais : *Complete Joint Penetration*

transmise au joint, correspond donc au produit de cette largeur et de la longueur du cordon de soudure [AWS article 2.4.2.1]. De plus, la norme interdit de considérer une section effective plus importante dans les calculs de conception suite à l'ajout d'une soudure d'angle de renfort, tel qu'illustrée à la Figure 4.8 (b) [AWS article 2.4.1.2]. Ainsi, la section effective d'un joint soudé typique du piédestal correspond à l'aire de la section transversale des profilés, tel qu'illustré à la Figure 4.9.

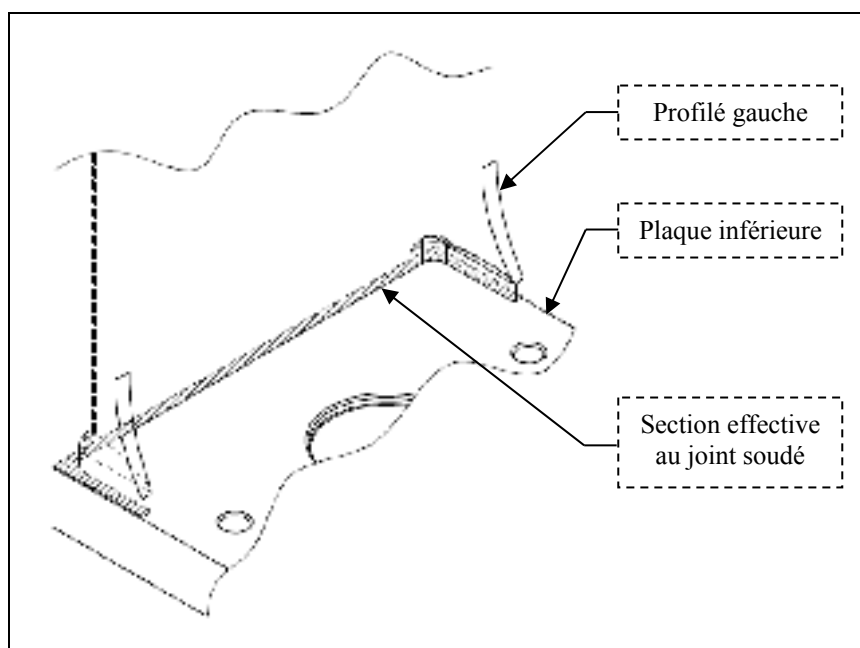


Figure 4.9 Représentation de la section effective d'un joint soudé typique du piédestal

4.6.3 Contrainte admissible maximale

Dû à leurs dispositions sur le piédestal, les joints soudés ressentent des forces de tension ou de compression normales à leurs sections effectives lorsque la structure est respectivement sollicitée en tension ou en compression. De ce fait, la contrainte admissible maximale à ces sections effectives ne doit pas excéder la contrainte admissible du matériau de base constituant les pièces à souder [AWS article 2.6.4, tableau 2.3]. Notons que cette approche est valide, car le métal d'apport utilisé dans cette recherche et présenté à la section 5.1.3 est compatible avec le métal de base [AWS tableau 2.3].

4.6.4 Résistance des joints sous chargements statiques

Dans la présente conception, aucun calcul additionnel portant sur la résistance mécanique des joints n'est nécessaire afin de valider leur intégrité structurelle. En effet, la résistance mécanique en tension et en compression statique des joints soudés respecte la norme API selon l'approche analytique simplifiée de la norme AWS, et ce, en considérant que :

1. Les profilés ont été dimensionnés en respect de la norme API (voir section 4.5);
2. La section effective des joints soudés correspond à la section transversale des profilés (voir section 4.6.2);
3. La contrainte admissible maximale en tension et en compression des joints est considérée comme étant égale à celle du matériau de base (voir section 4.6.3).

En outre, les résultats des analyses numériques présentés à la section 4.7.2 démontreront que les contraintes équivalentes Von Mises maximales ressenties aux joints ne dépassent pas la valeur de la contrainte admissible maximale lorsque le piédestal est soumis aux charges maximales de tension et de compression. La conception des joints soudés respecte donc à ce stade les exigences des normes API et AWS en ce qui concerne leur résistance mécanique.

4.7 Analyse numérique de la structure soudée

La présente section porte sur les analyses numériques réalisées par la méthode des éléments finis (AMEF) sur un modèle représentant le piédestal soumis aux différents chargements. Notons que seul le comportement de la structure soudée, soit l'assemblage des plaques inférieure et supérieure aux profilés, sera à l'étude au cours de ces analyses. En effet, les AMEF permettront de simuler le comportement de cette géométrie plus complexe que les simples piliers de montage pour en dégager les phénomènes de concentration de contraintes.

Tout d'abord, le modèle en lui-même sera présenté, où l'on décrira entre autres le processus d'analyse de convergence validant l'état du maillage. Par la suite, les résultats validés par ces analyses seront exposés. Pour finir, une analyse de sensibilité portant sur la variation des

contraintes locales en fonction de l'emplacement des joints boulonnés marquera la dernière section de ce chapitre.

4.7.1 Modèle de simulation

Le modèle tridimensionnel (3D) de type multicorps volumique est réalisé à l'aide du logiciel *SolidWorks 2015*. Ce dernier est lié à un modèle d'AMEF exécuté avec le logiciel *Ansys Workbench 14.0* prenant en entrée les géométries du modèle 3D.

Afin d'alléger le processus de calculs, les symétries des géométries, des conditions aux frontières et des efforts sont exploitées. De plus, toujours dans le but de simplifier le modèle, on suppose que la plaque supérieure est identique à la plaque inférieure, qui elle, ne présente que quatre (4) trous de montage. Cette simplification permet l'ajout d'un plan de symétrie additionnel tout en préservant la possibilité d'étudier les zones critiques de la structure, et ce, pour le pire des scénarios.

La géométrie du modèle d'AMEF est donc illustrée à la Figure 4.10. Elle représente un huitième (1/8) de la structure soudée grâce aux symétries effectuées. Les conditions aux frontières ainsi que les chargements appliqués à cette géométrie sont illustrés à la Figure 4.11 et détaillés au Tableau 4.9 (p. 60). Notons que la vis, les rondelles et le segment du pilier forment un boulon lié à la construction soudée par des fonctions de contacts avec frottement. Une fonction de serrage initial est aussi appliquée à ce boulon, transférant par les fonctions de contact un effort de compression local au pourtour du trou de passage de vis présent sur la géométrie de la structure.

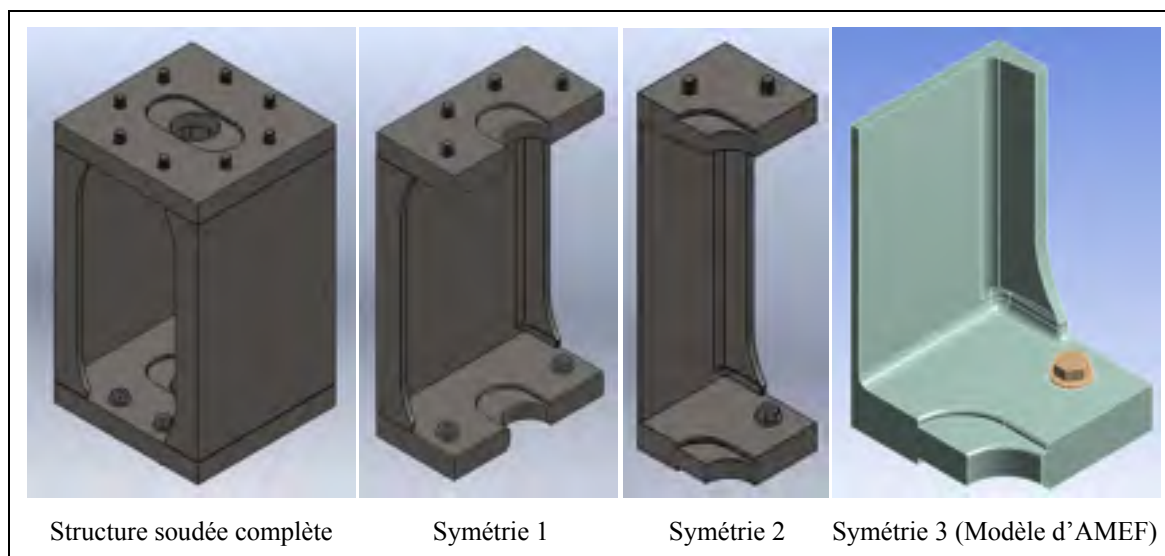


Figure 4.10 Représentation du modèle d'AMEF

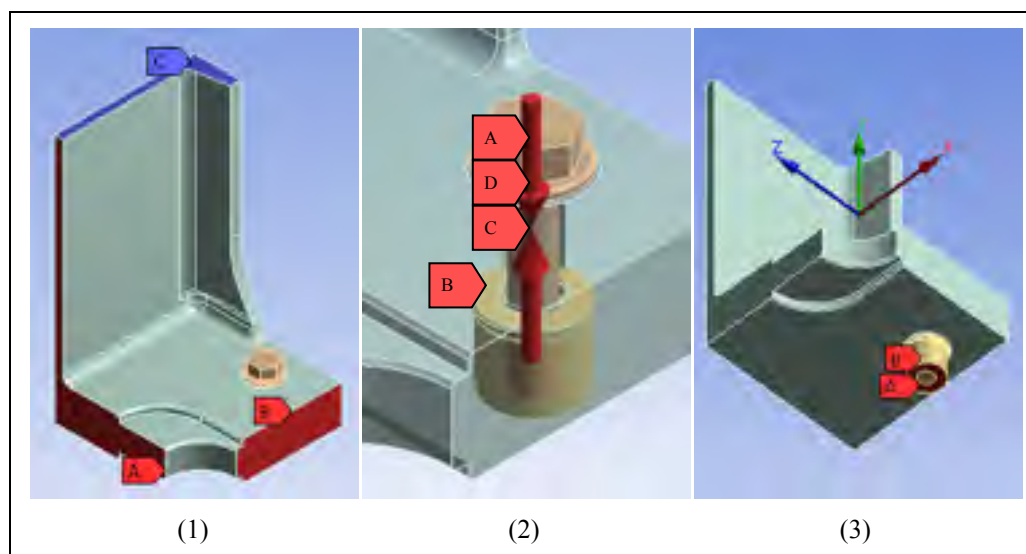


Figure 4.11 Représentation des conditions aux frontières et des chargements du modèle d'AMEF

Tableau 4.9 Détails des conditions aux frontières et des chargements appliqués au modèle d'AMEF

Illustration (Figure 4.11)	Élément	Type	Description
(1)	A	Symétrie	Normale à la surface
	B	Symétrie	Normale à la surface
	C	Support sans frottement	Symétrie normale à la surface
(2)	A	Contact avec frottement	Contact de la rondelle avec la surface supérieure de la plaque
	B	Contact avec frottement	Contact de la rondelle avec la surface inférieure de la plaque
	C	Contact lié totalement	Contact du filet externe de la vis avec le filet interne du pilier
	D	Pré-contrainte de boulon	Force de serrage initial de la vis
(3)	A	Déplacement	Déplacements en : • X : bloqué • Y : libre • Z : bloqué
	B	Force	Force normale à la section du pilier représentant la charge appliquée au piédestal. Cette force prend les valeurs suivantes selon les analyses correspondantes: • Charge max en tension appliquée au piédestal • Charge max en compression appliquée au piédestal • Charge cyclique simplifiée

En outre, le cordon de soudure est modélisé par un congé dont le rayon est égal à la dimension de la soudure d'angle de renfort. Le modèle ainsi formé représente assez bien la géométrie de la structure que l'on souhaite évaluer. Ajoutons que cette approche est jugée raisonnable lorsque des AMEF sont effectuées sur des structures soudées, notamment parce qu'on ne peut modéliser avec certitude et précision le réel profil du cordon de soudure. De plus, selon la norme AWS, les contraintes calculées à ces joints ne doivent pas tenir compte des facteurs de concentration de contraintes provenant des discontinuités géométriques locales pour des analyses élastiques [AWS articles 2.6.1 et 2.15.1]. Ainsi, ce modèle d'AMEF permet de calculer les contraintes ressenties aux joints pouvant être comparées aux contraintes admissibles déterminées à l'aide des normes et AWS et API.

Le modèle possède un maillage tétraédrique dont le raffinement est commandé localement aux zones d'intérêt par des fonctions de sphères d'influence. On compte au total sept (7) de ces zones. Celles-ci sont identifiées à la Figure 4.12 et décrites au Tableau 4.10.

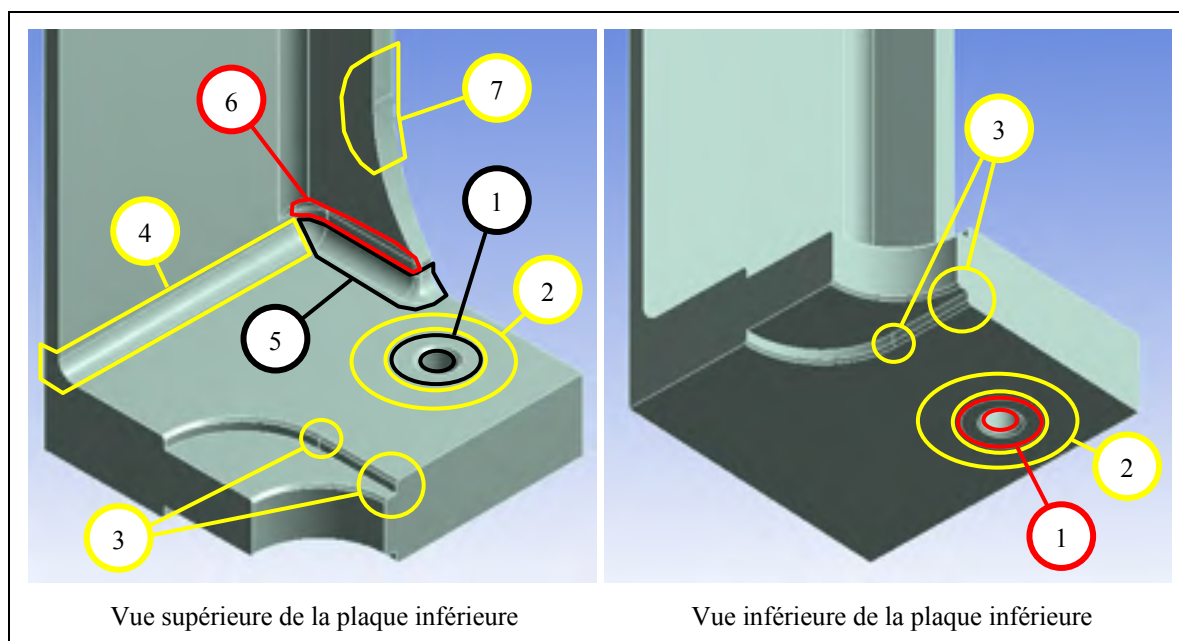


Figure 4.12 Identification des zones d'intérêt

Tableau 4.10 Description des zones d'intérêt

Zone	Description
1	Joint boulonné
2	Matière avoisinant le joint boulonné
3	Enlèvement de matière central
4	Cordon de soudure le long de l'âme
5	Cordon de soudure le long de la semelle
6	Enlèvement de matière au joint soudé
7	Enlèvement de matière sur la longueur du profilé

Les résultats des AMEF sont validés par des analyses de convergence effectuées pour chaque zone d'intérêt. Ces analyses débutaient avec un maillage composé d'éléments de 16 mm de côté. À chaque itération, la dimension de ces éléments réduisait de moitié. Ce processus prenait fin lorsqu'un critère de convergence de 5 % ou moins était atteint sur la valeur de la

contrainte équivalente Von Mises maximale locale, et lorsqu'on pouvait dénoter sur le diagramme de convergence un comportement satisfaisant de convergence. De plus, un minimum de trois (3) itérations était nécessaire pour chaque zone d'intérêt afin d'apprécier le comportement de convergence. En outre, une taille d'éléments de maximum 4 mm était jugée nécessaire pour évaluer de façon raisonnable la répartition des contraintes dans les zones d'intérêt, et ce, sachant qu'une telle taille permettait de représenter acceptablement la morphologie des joints soudés par trois (3) éléments sur le rayon des soudures d'angle.

De façon générale, quatre (4) itérations étaient suffisantes pour identifier les résultats ayant convergé. Toutefois, certaines zones nécessitaient une itération supplémentaire. Le raffinement associé à cette itération supplémentaire ne se faisait donc que pour ces zones, ce qui permettait la convergence des résultats tout en évitant une surcharge de calculs engendrée par le raffinement de zones aux résultats ayant déjà convergé. Ce processus de convergence est illustré à la Figure 4.13 où l'on a procédé à l'analyse de la zone 1 à travers six (6) essais dont le dernier correspond à un raffinement local propre à cette zone, tel que discuté précédemment. On y observe que le résultat de la contrainte équivalente Von Mises maximale ayant convergé s'élève à 322,8 MPa pour un critère de convergence de 0,37 %. À ce cinquième essai où la taille des éléments aux zones d'intérêt était réduite à 1 mm, le modèle d'AMEF comptait alors 1 480 658 nœuds et 1 060 555 éléments.

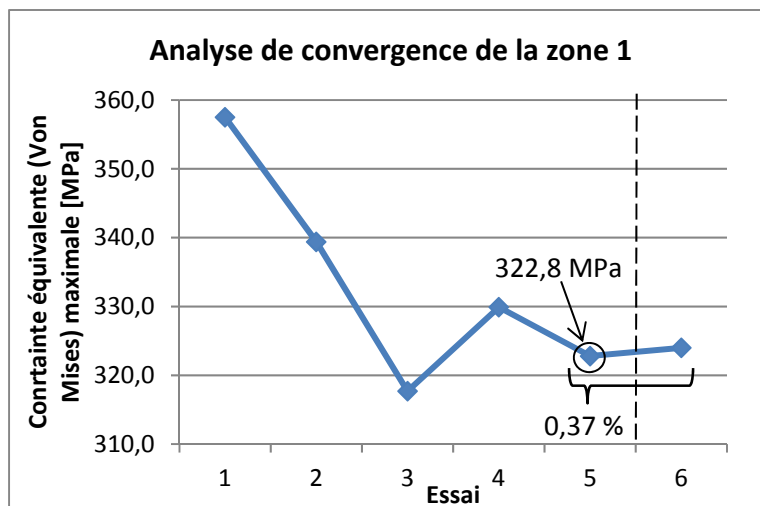


Figure 4.13 Analyse de convergence de la zone 1

Ce type d'analyse a été réalisé pour chacune des zones d'intérêt et les résultats associés sont présentés à l'ANNEXE XV. Il est toutefois possible d'observer l'allure du maillage final à la Figure 4.14. Les dimensions des éléments propres à chaque zone d'intérêt formant ce maillage sont en outre listées au Tableau 4.11.

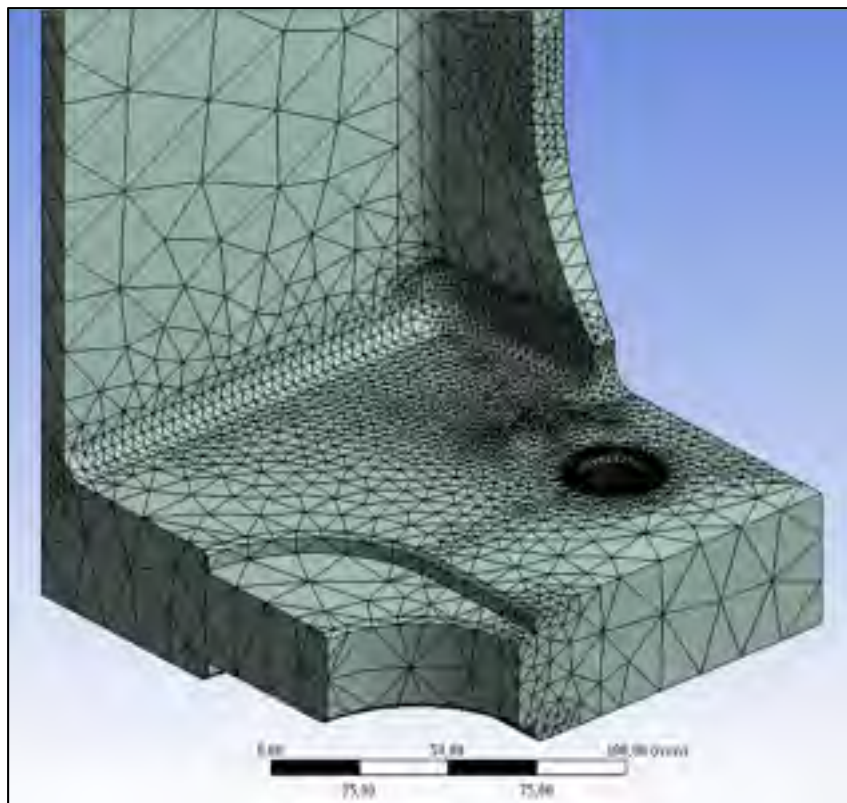


Figure 4.14 Représentation du maillage final du modèle d'AMEF

Tableau 4.11 Tailles des éléments du maillage final aux zones d'intérêt

Zone	Description	Taille des éléments du maillage local [mm]
1	Joint boulonné	1,00
2	Matière avoisinant le joint boulonné	4,00
3	Enlèvement de matière central	4,00
4	Cordon de soudure le long de l'âme	4,00
5	Cordon de soudure le long de la semelle	2,00
6	Enlèvement de matière au joint soudé	2,00
7	Enlèvement de matière sur la longueur du profilé	4,00

4.7.2 Résultats

Pour commencer, on peut observer l'allure de la répartition des contraintes au sein du modèle d'AMEF à la Figure 4.15 lorsque celui-ci est soumis à la charge de tension maximale appliquée au piédestal, et ce, sans s'attarder pour le moment aux valeurs précises de ces contraintes qui seront présentées un peu plus loin à cette section. Notons en outre que les géométries référant aux poches usinées de part et d'autre de la plaque contribuent à réduire significativement la concentration de contraintes que l'on retrouve sur une portion des pourtours du trou central, soit les régions A et B identifiées à la même figure. Soulignons aussi que la géométrie référant à l'enlèvement de matière sur la longueur de la semelle du profilé réduit de façon importante l'effet de concentration de contraintes que l'on retrouvait à la région C. En effet, bien que cette concentration demeure présente et qu'elle puisse être observée au raccordement supérieur du joint à l'embout de la semelle du profilé, son intensité en est grandement diminuée.

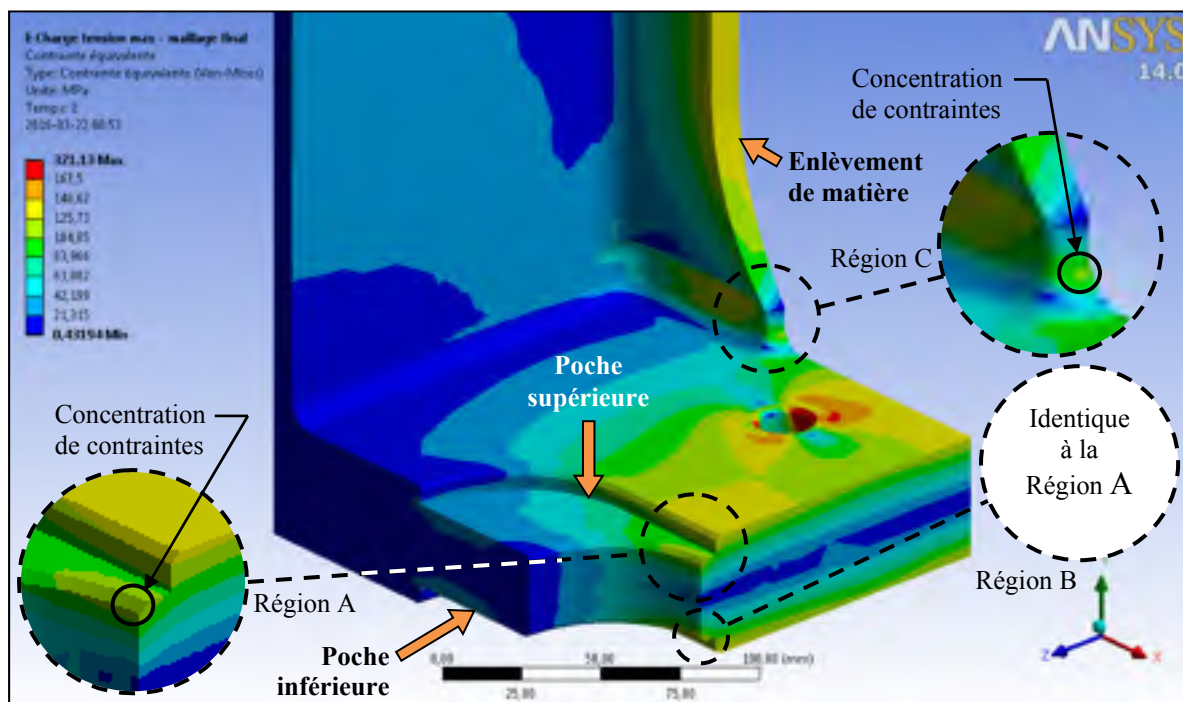


Figure 4.15 Allure de la répartition des contraintes au sein du modèle d'AMEF lorsque soumis à la charge de tension maximale appliquée au piédestal

Ces analyses ont aussi permis de relever avec précision les valeurs des contraintes ressenties aux différentes zones d'intérêt présentées précédemment en fonction des chargements appliqués au modèle. On pouvait donc opposer ces valeurs de contraintes aux contraintes maximales admissibles afin de valider la conception. Rappelons que ces contraintes maximales admissibles sont généralement déterminées par la norme API, où elles sont limitées à 67 % de la limite élastique du matériau. Soulignons aussi que les contraintes maximales admissibles de compression d'assemblage, tel que l'on retrouve à la zone 1, sont plutôt réglementées par la norme BPVC. Ces contraintes ne doivent alors pas excéder 1,5 fois la limite élastique du matériau lorsque la distance jusqu'à une arrête libre est plus grande que la distance sur laquelle la compression s'exerce.

On expose ainsi aux Tableaux 4.12 et 4.13 les contraintes équivalentes Von Mises maximales aux zones d'intérêt en fonction du chargement appliqué au piédestal, ainsi que les contraintes maximales admissibles à ces zones. De plus, on y calcule les facteurs de sécurité résultants. Notons que ces facteurs de sécurité s'ajoutent à tous les autres facteurs de conception déjà discutés dans ce chapitre, tel que le facteur de sécurité appliqué aux forces de fermeture et d'ouverture de la vanne et le facteur de sécurité sur la limite élastique du matériau.

Tableau 4.12 Sommaire des résultats relatifs aux AMEF pour la charge de tension maximale appliquée au piédestal

Piédestal soumis à la tension statique maximale				
Zones		Contrainte équivalente Von Mises max [MPa]	Contrainte admissible [MPa] Selon API (et BPVC)	Facteur de sécurité ^a
1	Joint boulonné	321,1	375,0	1,17
2	Matière avoisinant le joint boulonné	151,4	167,5	1,11
3	Enlèvement de matière central	138,7	167,5	1,21
4	Cordon de soudure le long de l'âme	36,3	167,5	4,61
5	Cordon de soudure le long de la semelle	120,7	167,5	1,39
6	Enlèvement de matière au joint soudé	140,3	167,5	1,19
7	Enlèvement de matière sur la longueur du profilé	141,6	167,5	1,18

^a Au-delà du facteur de charge de 1,5 appliqué aux chargements (voir section 5.1.1) et au-delà du facteur d'utilisation maximale de 0,67 appliqué à la limite élastique du matériau (sauf pour la zone 1)

Tableau 4.13 Sommaire des résultats relatifs aux AMEF pour la charge de compression maximale appliquée au piédestal

Piédestal soumis à la compression statique maximale				
Zones		Contrainte équivalente Von Mises max [MPa]	Contrainte admissible [MPa] Selon API (et BPVC)	Facteur de sécurité ^a
1	Joint boulonné	316,0	375,0	1,19
2	Matière avoisinant le joint boulonné	135,8	167,5	1,23
3	Enlèvement de matière central	126,4	167,5	1,33
4	Cordon de soudure le long de l'âme	37,0	167,5	4,53
5	Cordon de soudure le long de la semelle	117,7	167,5	1,42
6	Enlèvement de matière au joint soudé	131,7	167,5	1,27
7	Enlèvement de matière sur la longueur du profilé	132,8	167,5	1,26

^a Au-delà du facteur de charge de 1,5 appliqué aux chargements (voir section 5.1.1) et au-delà du facteur d'utilisation maximale de 0,67 appliqué à la limite élastique du matériau (sauf pour la zone 1)

À la lecture des derniers tableaux, on peut conclure que les AMEF effectuées valident l'intégrité structurelle du piédestal, et ce, en respect des normes de conception en vigueur. Le facteur de sécurité de la structure soudée prend alors la valeur du facteur le plus faible parmi tous ceux calculés pour ces deux chargements statiques, soit 1,11.

En outre, il est possible de calculer la valeur minimale de la durée de vie en fatigue associée aux différentes zones d'intérêt lorsque le piédestal est soumis au chargement cyclique simplifié, et ce, en respect de la norme AWS. En effet, on y parvient en résolvant l'équation (4.1) où F_{SR} exprime l'intervalle de contraintes admissible, N le nombre de cycles de chargement pour lequel la structure est conçue, C_f une constante et F_{TH} la limite d'endurance [AWS article 2.16.2].

$$F_{SR} = \left[\left(\frac{329 C_f}{N} \right)^{0.333} \geq F_{TH} \right] \quad (4.1)$$

Les valeurs de ces paramètres diffèrent selon le type de configuration de la zone à l'étude. Ces configurations sont listées et décrites au tableau 2.5 de la norme AWS. Ainsi, en associant la géométrie et certaines caractéristiques des zones d'intérêts aux configurations

présentées dans la norme, on obtient les principaux résultats présentés au Tableau 4.14. Notons que certaines de ces caractéristiques propres aux joints soudés seront présentées au chapitre 5. De plus, soulignons que la zone 1 est exemptée de cette analyse, car la contrainte équivalente Von Mises locale est grandement affectée par la force de serrage initial du boulon qui engendre une importante contrainte de compression d'assemblage. Ainsi, la contrainte équivalente Von Mises maximale qu'on y mesure ne correspond pas à une contrainte alternée équivalente maximale.

Tableau 4.14 Sommaire des résultats relatifs aux AMEF et aux calculs de vie en fatigue pour la charge cyclique simplifiée appliquée au piédestal

Piédestal soumis au chargement cyclique simplifié								
Zones		Contrainte alternée équivalente Von Mises max [MPa]	Intervalle de contraintes associé [MPa]	[AWS tableau 2.5]				Vie en fatigue minimale [cycle]
				N° de Config.	Catégorie de contrainte	Constante Cf	Limite d'endurance [MPa]	
1	Joint boulonné							
2	Matière avoisinant le joint boulonné	96,7	193,4	1.1	A	2,5E+10	166	1 119 181
3	Enlèvement de matière central	89,0	178,0	1.1	A	2,5E+10	166	1 435 879
4	Cordon de soudure le long de l'âme	24,7	49,4	5.4	C	4,4E+09	69	Vie infinie
5	Cordon de soudure le long de la semelle	79,7	159,4	5.4	C	4,4E+09	69	352 022
6	Enlèvement de matière au joint soudé	91,8	183,6	1.2	B	1,2E+10	110	628 002
7	Enlèvement de matière sur la longueur du profilé	92,5	185,0	1.1	A	2,5E+10	166	1 278 829

On peut donc constater à la lecture du Tableau 4.14 que la vie minimale en fatigue de cette structure est supérieure à 350 000 cycles selon les résultats des AMEF et la norme AWS. De ce fait, cette construction soudée respecte la vie en fatigue minimale requise et exprimée dans le cahier des charges.

4.7.3 Analyses de sensibilité

Cette section porte sur une analyse de sensibilité réalisée sur la structure soudée. En premier lieu, rappelons que certains choix de conception, tels que la position des joints boulonnés liant la structure soudée aux piliers de montage, ont été effectués dans le but de répondre au pire des scénarios. La présente analyse de sensibilité en fait donc la démonstration. En effet, on y étudie l'évolution des contraintes équivalentes Von Mises maximales aux différentes zones d'intérêt en fonction de la position des joints boulonnés. Cette position varie angulairement sur le diamètre du patron de trous de montage D3 en suivant la position angulaire ϕ des trous de passage D4, tel qu'illustré à la Figure 4.16. Notons que les diamètres D3 et D4 demeurent inchangés et conservent les valeurs fournies à la section 4.4.1.

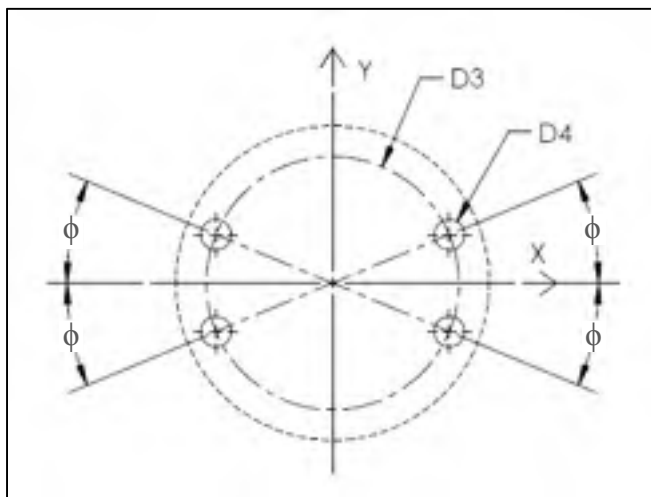


Figure 4.16 Analyse de sensibilité sur la position angulaire des trous de passage

Les principaux résultats de cette analyse sont présentés aux Figures 4.17 et 4.18 en fonction des différentes zones d'intérêt précédemment illustrées et décrites à la Figure 4.12 et au Tableau 4.10. Les dimensions locales du maillage utilisé pour générer ces résultats étaient identiques à celles déterminées lors de la dernière analyse de convergence. Au cours de celle-ci, le modèle présentait un angle ϕ s'élevant à $67,50^\circ$, soit sa valeur maximale en considérant le patron de trous de montage présenté précédemment à la section 4.4.1. Ces dimensions locales de maillage ont ensuite été validées par une seconde analyse de convergence

disponible à l'ANNEXE XV où le modèle présentait alors un angle ϕ de $22,50^\circ$, c'est-à-dire sa valeur minimale. Pour finir, rappelons que le pire des scénarios présente des joints boulonnés positionnés avec un angle ϕ égal à $67,50^\circ$.

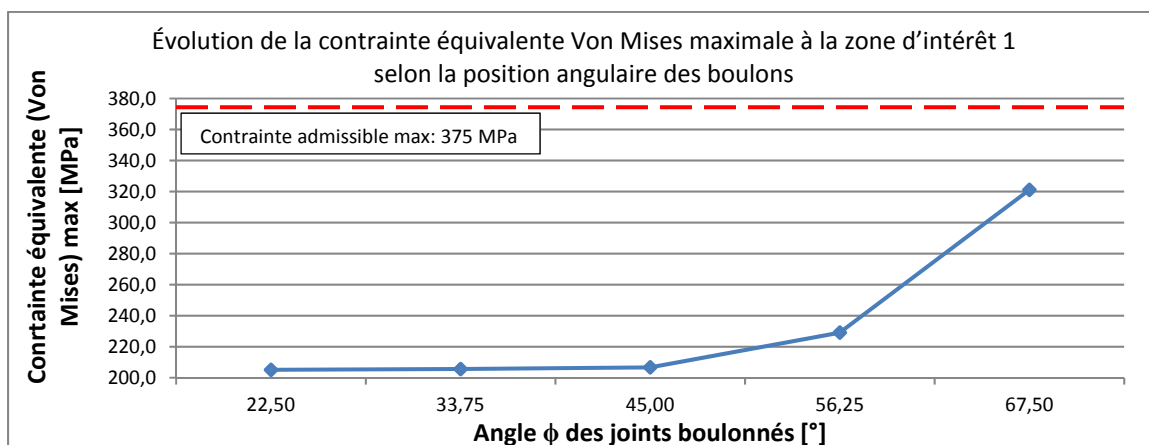


Figure 4.17 Évolution de la contrainte équivalente Von Mises maximale à la zone d'intérêt 1 selon la position angulaire des boulons

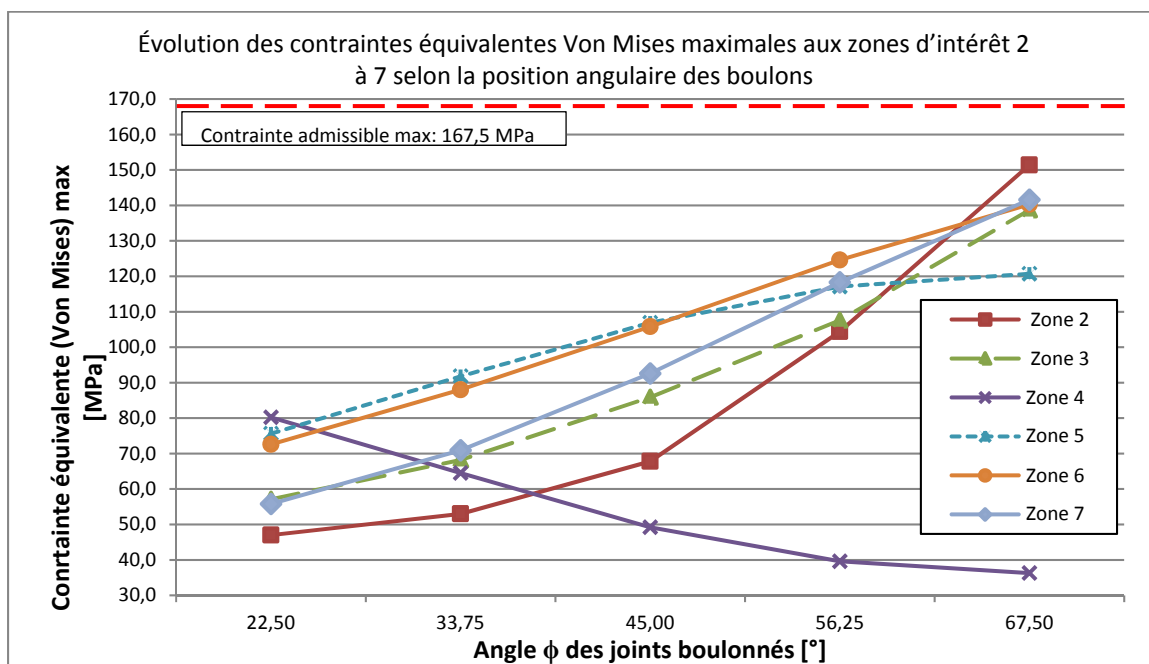


Figure 4.18 Évolution de la contrainte équivalente Von Mises maximale des zones d'intérêt 2 à 7 selon la position angulaire des boulons

On peut observer aux Figures 4.17 et 4.18 que les contraintes équivalentes Von Mises maximales chez toutes les zones d'intérêt excluant la zone 4 s'élèvent avec l'augmentation de l'angle ϕ . En effet, la zone 4 est la seule qui présente plutôt une diminution de cette contrainte avec l'augmentation de cet angle. Ce phénomène s'explique par la variation de la distance inscrite entre l'âme du profilé et le joint boulonné, ainsi que celle inscrite entre la semelle du profilé et le même joint. En effet, lorsque l'angle ϕ augmente, le joint boulonné s'éloigne de l'âme et se rapproche de la semelle du profilé. La charge transmise à travers ce joint boulonné est donc de plus en plus supportée par le joint soudé présent sur la semelle du profilé (zone 5), tandis que la contrainte ressentie au joint soudée le long de l'âme du profilé (zone 4) diminue. Toutefois, sachant que la contrainte admissible de cette dernière zone est identique à celle de toutes les autres zones présentées au même graphique, une conception pour laquelle l'angle ϕ est égal à $67,50^\circ$ renvoie par le fait même le plus faible facteur de sécurité sur la structure soudée. Ainsi, le piédestal conçu dans le cadre de cette recherche représente bel et bien le pire des scénarios.

4.7.4 Modification de la structure

Tel qu'établi dans le cahier des charges, le piédestal doit présenter au minimum une surface plane pouvant être percée dans le but d'y fixer des capteurs de fin de course ou tout autre élément d'automatisation, et ce, sans sacrifier l'intégrité structurelle du piédestal. Cette intégrité a donc été validée à l'aide d'AMEF en modifiant quelque peu la géométrie du modèle présenté précédemment, tel qu'illustré à la Figure 4.19 (a). On y expose à la zone 8 la moitié symétrique d'un trou oblong de 0,781 po de largeur utile à la fixation d'un capteur de proximité. La zone 9 présente plutôt un trou de passage de 0,219 po de diamètre utile au montage d'une boîte de jonction électrique. Ces deux (2) types d'enlèvement de matière forment donc les modifications pour lesquelles il est nécessaire de revalider l'intégrité structurelle du piédestal. Toutefois, on anticipe que ces modifications ne compromettent pas cette intégrité sachant qu'elles se situent dans des régions très peu sollicitées selon certains résultats d'AMEF préliminaires.

Soulignons que, par l'effet des symétries discuté dans la section 4.7.1, le trou de passage (zone 9) forme en fait un patron de quatre (4) trous. De plus, l'analyse de sensibilité réalisée précédemment a permis de constater que les contraintes équivalentes Von Mises au sein de l'âme du profilé, soit la surface adjacente à la zone 4 qui accueille ces trous additionnels, étaient plus importantes lorsque les boulons à l'interface de montage étaient positionnés avec un angle ϕ de $22,50^\circ$ (voir Figure 4.16). Cette configuration est donc celle utilisée dans la présente analyse afin de dégager les contraintes les plus élevées aux abords du trou oblong (zone 8) et du trou de passage (zone 9). En outre, les dimensions et les emplacements de ces enlèvements de matières ont été déterminés en considérant certains documents de conception et de fabrication du PI.

Ajoutons que les méthodes de maillage et d'analyse de convergence pratiquées sur ce modèle sont identiques à celles présentées à la section 4.7.1. Le maillage final est donc illustré à la Figure 4.19 (b) et les tailles locales des éléments aux zones d'intérêt identifiées à la Figure 4.19 (a) sont listées au Tableau 4.15. Notons que les détails des analyses de convergence effectuées sur les valeurs de contraintes équivalentes Von Mises maximales à ces zones additionnelles sont disponibles à l'ANNEXE XV.

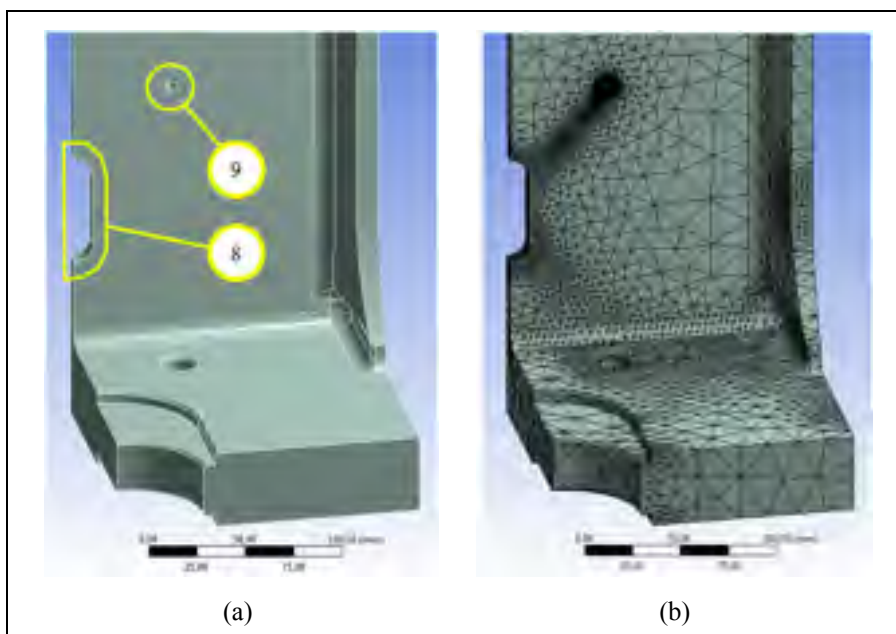


Figure 4.19 Zones d'intérêt additionnelles (a) et maillage modifié (b)

Tableau 4.15 Tailles des éléments du maillage final modifié aux zones d'intérêt additionnelles

Zone	Description	Taille des éléments du maillage local [mm]
8	Trou oblong	2,00
9	Trou de passage	0,50

Observons tout d'abord l'allure de la répartition des contraintes au sein de l'âme ainsi qu'aux abords des enlèvements de matière à la Figure 4.20 lorsque le modèle d'AMEF est soumis à la charge de tension maximale appliquée au piédestal. On retrouve à la région A un phénomène de concentration de contrainte sur la partie inférieure du pourtour du trou oblong. De plus, on observe aussi à la région B un effet de concentration de contrainte classique de part et d'autre du trou de passage pour une plaque percée soumise à une traction. Toutefois, malgré ces phénomènes de concentration de contrainte, les valeurs des contraintes équivalentes Von Mises maximales à ces régions ne dépassent pas la contrainte maximale admissible tel que présenté au Tableau 4.16. Ainsi, ces enlèvements de matière ne compromettent pas l'intégrité structurelle de la construction soudée.

En outre, les facteurs de sécurité associés à ces deux (2) zones et présentés aussi au Tableau 4.16 sont plus élevés que le facteur de sécurité minimal de la construction soudée calculé avant l'apport de ces modifications. En effet, rappelons que ce facteur de sécurité minimal précédemment présenté au Tableau 4.13 prenait la valeur de 1,11, soit la valeur du plus faible des facteurs de sécurité calculés aux zones d'intérêt de 1 à 7. Ainsi, ces enlèvements de matière qui ont été identifiés en tant que zone 8 et 9 ne représentent pas les zones les plus critiques de la structure.

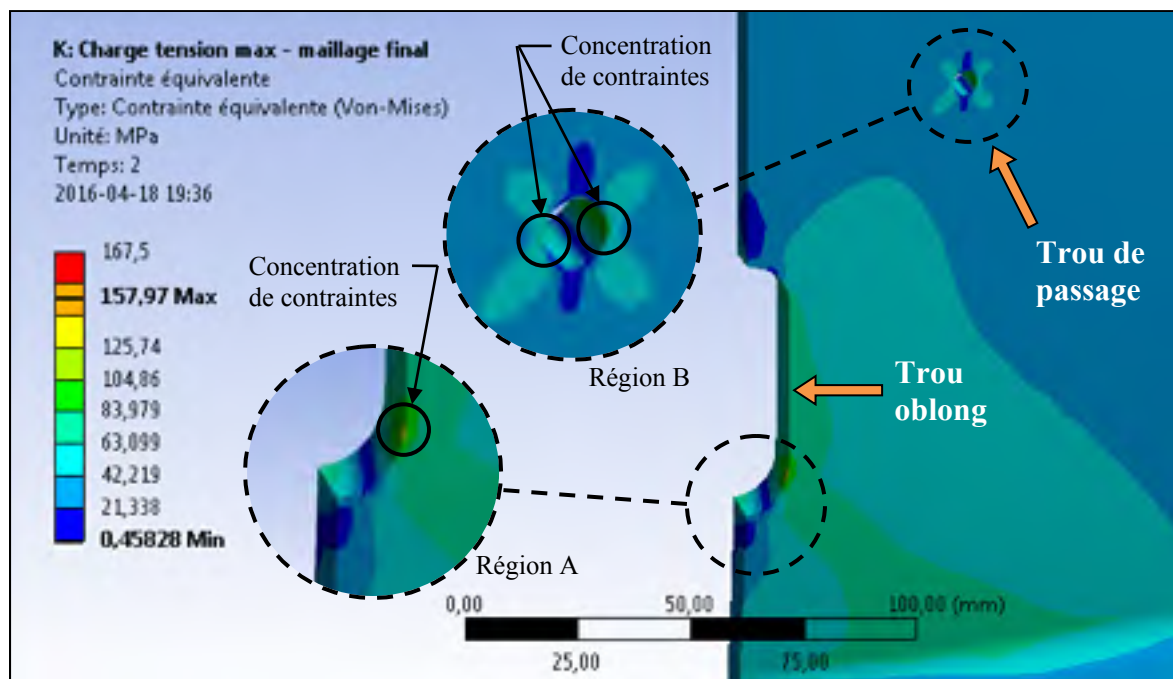


Figure 4.20 Allure de la répartition des contraintes au sein du modèle AMEF modifié lorsque soumis à la charge de tension maximale appliquée au piédestal

Tableau 4.16 Sommaire des résultats relatifs aux AMEF pratiquées sur le modèle modifié pour la charge de tension maximale appliquée au piédestal

Piédestal soumis à la tension statique maximale				
Zones		Contrainte équivalente Von Mises max [MPa]	Contrainte admissible [MPa] Selon API	Facteur de sécurité ^a
7	Trou oblong	116,0	167,5	1,44
8	Trou de passage	96,4	167,5	1,74

^a Au-delà du facteur de charge de 1,5 préalablement appliqué aux chargements (voir section 5.1.1) et au-delà du facteur d'utilisation maximale de 0,67 préalablement appliqué à la limite élastique du matériau

CHAPITRE 5

DESCRIPTIF DU MODE OPÉRATOIRE DE SOUDAGE

Ce chapitre a pour objectif de présenter le mode opératoire de soudage préliminaire développé dans les laboratoires de l'ÉTS et dédié à la réalisation du prototype de piédestal. Celui-ci correspond à l'élément sortant de l'activité C5.1 présentée à la Figure 2.1. Notons que ce mode opératoire de soudage qui sera démontré et évalué de façon formative au chapitre 6 se conforme aux exigences de préqualification présentées la clause 3 de la norme AWS. Les joints soudés qui en résultent respectent donc un descriptif du mode opératoire de soudage (DMOS) préqualifié, ce qui les exempte des tests de qualification présentés dans la clause 4 de la même norme [AWS article 3.1]. Ainsi, les prochaines sections présenteront en premier lieu les différents paramètres formant ce DMOS. Par la suite, on y exposera les étapes de montage du prototype et la séquence de soudage associée, soit deux éléments venant se greffer à ce DMOS.

5.1 Détermination des paramètres formant le mode opératoire de soudage

Le DMOS comporte de nombreux paramètres de soudage. Le respect de ces paramètres est crucial pour obtenir des joints soudés de qualité, mais aussi pour se conformer aux exigences de préqualification de la norme AWS. Les prochaines sous-sections exposeront donc l'ensemble de ces paramètres dont certains ont été déterminés en laboratoire à la suite d'essais de soudage. Toutefois, ces essais ne seront présentés qu'au chapitre 6 considérant qu'ils s'inscrivent dans le processus de démonstration d'évaluation préliminaire du DMOS.

5.1.1 Procédé de soudage et type de source

Le procédé utilisé pour réaliser les joints soudés est le GMAW. Ce dernier fait partie des procédés préqualifiés par la norme AWS lorsqu'il se conforme aux exigences de sa clause 3.

Quant à elle, la source de puissance électrique utilisée est une source à tension constante (*CV₂₀*). Ce type de source est celle prescrite par la norme afin de produire un DMOS préqualifié à l'aide du procédé GMAW [AWS article 3.2.4].

5.1.2 Mode de transfert et polarité

Le mode de transfert sélectionné pour cette procédure de soudage est le mode appelé pulvérisation axiale selon l'AWS. Le comportement du transfert alors désiré pour le soudage du piédestal est celui de sa sous-catégorie identifiée comme étant la pulvérisation diffusée, et ce, pour ses différents avantages exposés dans la revue de littérature.

Pour atteindre ce mode, il est nécessaire d'élever le courant de soudage à un niveau suffisamment élevé et de régler la polarité du fil-électrode en mode positif (*DCEP₂₁*), tel qu'expliqué dans la revue de littérature.

5.1.3 Métal d'apport et gaz de protection

L'électrode retenue pour réaliser les soudures sur le piédestal porte l'identifiant E70C-6M H4 selon la classification de l'AWS. Ce fil-électrode à âme métallique, plus connu sous le nom de «*metal cored wire*», a été retenu parce qu'il produit notamment des joints soudés résistants à la fissuration. De plus, l'utilisation de ce type d'électrode, au profit d'une électrode à fil plein, augmente le taux de dépôt et la productivité du procédé, améliore la pénétration au niveau des surfaces du joint à souder et diminue le risque de manque de fusion (Klas, 2012, p. 83). En outre, le diamètre de 0,045 po retenu pour le fil-électrode est inférieur à la valeur maximale de 0,125 po établie par la norme AWS pour les DMOS préqualifiés [AWS article 3.7 et tableau 3.7]. Notons aussi que de plus amples détails portant sur la sélection de cette électrode sont disponibles à l'ANNEXE XVI. Néanmoins, le Tableau 5.1 résume les caractéristiques importantes de ce fil-électrode, soit ses propriétés mécaniques, et

²⁰ De l'anglais : *Constant Voltage*

²¹ De l'anglais : *Direct Current Electrode Positive*

les oppose à celles du métal de base. On peut donc constater à la lecture de ce tableau que les valeurs minimales de sa résistance à la traction, de sa limite élastique et de son élongation à la rupture sont toutes plus élevées que celles de ce métal de base, ce qui est souhaitable dans la sélection du métal d'apport.

Tableau 5.1 Propriétés mécaniques du fils-électrode et du métal de base
Données tirées de l'AWS (2005, p. 4)
et de l'ASTM International (2014, p. 2)

Classification selon AWS et ASTM	Résistance à la traction (minimum)	Limite élastique (minimum)	Élongation à la rupture (minimum)	Résistance moyenne à l'impact (minimum)
<i>AWS E70C-6M</i> (fil-électrode)	70 ksi [480 MPa]	58 ksi [400 MPa]	22 %	20 pi-lbf à 20°F [27 J à -20°C]
<i>ASTM A36</i> (Métal de base)	58 ksi [400 MPa]	36 ksi [250 MPa]	20 %	---

Le gaz de protection utilisé avec ce fil-électrode est quant à lui composé de 92 % d'argon et de 8 % de CO₂. Ce mélange a été sélectionné sous la recommandation du fabricant du fil-électrode afin de permettre le soudage sous le mode de transfert pulvérisation diffusée, de minimiser la quantité d'éclaboussures et de réduire les risques de manque de fusion. Son utilisation limite cependant le soudage aux positions horizontale et à plat (James F. Lincoln Arc Welding Foundation, 2000, pp. 6.6-2). Pour finir, notons que cette recommandation a été accompagnée d'un document démontrant que la combinaison de ce gaz de protection et du fil-électrode précédemment sélectionné est capable de respecter les requis de la classification de l'électrode, et ce, en respect de l'article 3.7.4 de la norme AWS. De ce fait, le présent DMOS demeure préqualifié.

5.1.4 Température minimale de préchauffage et d'interpasse

Lorsque les pièces à souder requièrent des températures de préchauffage différentes, la température minimale de préchauffage et d'interpasse de l'ensemble de ces pièces doit correspondre à la valeur la plus élevée des températures minimales de préchauffage requises [AWS article 3.5.1 et 5.6]. Ainsi, sachant que les pièces sont faites d'acier ASTM A36,

qu'elles sont jointes par le procédé GMAW et que les plaques ont une épaisseur de 1,625 po, la température minimale de préchauffage et d'interpasse des pièces s'élève à 65 °C [AWS tableau 3.2].

La méthode retenue pour préchauffer les pièces et pour maintenir la température d'interpasse est le chauffage au chalumeau. Cette pratique est rapide et très courante dans l'industrie manufacturière, sans oublier que son opération est peu coûteuse. La température de préchauffage et d'interpasse est quant à elle mesurée à l'aide de crayons indicateurs de température. Celle-ci doit être relevée avant l'initiation de l'arc à chaque passe, tel qu'exigé par la norme AWS [AWS article 5.6]. En outre, considérant que la structure sera soumise à des contraintes de retrait dû au montage lors du soudage, la température du joint ne doit pas descendre en dessous de la température de préchauffage minimale jusqu'à ce qu'une quantité suffisante de métal d'apport ait été déposée afin de prévenir la fissuration du joint [AWS article 5.21.7].

5.1.5 Traitement thermique post-soudage

Aucun traitement thermique post-soudage (*PWHT*²²) n'est exigé pour ce DMOS préqualifié, sauf si imposé par un éventuel client du PI et inscrit dans le contrat liant les deux (2) partis [AWS article 5.8]. De ce fait, le DMOS préliminaire ne comporte aucun traitement thermique post-soudage. Notons toutefois que certaines normes régissant en partie le secteur d'activité ciblé par cette recherche imposent une limite de dureté chez les joints d'acier soudés. Ces documents, soit les normes NACE MR0175²³ et MR0103²⁴, fixent cette limite à 22 HRC (Bush, 2004, p. 7). Ainsi, advenant le fait qu'un client potentiel du PI exige que le piédestal développé se conforme aux exigences de ces normes, et qu'il soit possible de mesurer une dureté locale plus élevée que 22 HRC chez les joints soudés de cette structure, celle-ci

²² De l'anglais : *Postweld Heat Treatment*

²³ NACE MR0175/ISO 15156 : Petroleum, petrochemical and natural gas industries - Materials for use in H₂S-containing environments in oil and gas production

²⁴ NACE MR0103/ISO 17945 : Petroleum, petrochemical and natural gas industries - Metallic materials resistant to sulfide stress cracking in corrosive petroleum refining environments

devrait subir un traitement thermique post-soudage afin qu'on ne puisse relever en aucun endroit sur ces joints une dureté dépassant cette limite.

5.1.6 Configuration des joints soudés

Tous les joints soudés présents sur la structure sont identiques et représentent des joints à pénétration complète (*CJP₂₅*) dont la configuration est préqualifiée. Le joint typique est donc illustré à la Figure 5.1 avec ses dimensions, qui elles, ont été déterminées lors du processus itératif de démonstration présenté à la section 6.1. On observe à la Figure 5.1 (a) la représentation schématique du joint avec le symbole de soudure normalisé associé sur une section transversale de la plaque inférieure et de l'âme d'un des profilés. La préparation et le résultat final du joint, tous deux déjà décrits par ce symbole, sont respectivement illustrés en (b) et en (c). On expose en outre à travers ces trois (3) représentations les épaisseurs des pièces, la préparation des arêtes effectuée à l'aide d'une meuleuse d'angle, l'espacement à la racine, la dimension des cordons formant les soudures intérieure et extérieure ainsi que le profil de finition de la soudure extérieure réalisée aussi à l'aide d'une meuleuse d'angle. De plus, on y présente aussi la note «*BACKGOUGE*», tel que spécifié dans la configuration préqualifiée. Cette note signifie que les opérations de soudage de part et d'autre du joint sont entrecoupées par une opération de gougeage à l'envers. Cette dernière pratique consiste à enlever du métal fondu et du métal de base de l'autre côté du joint partiellement soudé jusqu'au métal sain [AWS annexe K, p.333]. Ceci permet d'assurer une bonne fusion et une pénétration complète à la suite d'une opération de soudage additionnelle. Un bon accès à la racine du premier cordon, qui fusionnera avec la racine du deuxième cordon réalisé sur le côté opposé du joint, doit cependant être maintenu [AWS article 5.22.5].

Notons que l'outil désigné dans cette recherche pour réaliser le gougeage est encore une fois une meuleuse d'angle, et ce, en respect de la norme AWS [AWS article 5.15.2]. De plus, soulignons aussi que les largeurs des cordons se trouvent bien en dessous des valeurs

²⁵ De l'anglais : *Complete Joint Penetration*

maximales établies pour les DMOS préqualifiées selon cette norme. En effet, ces valeurs maximales limitent la largeur d'une passe à la racine et celle d'une passe de remplissage d'une soudure d'angle à respectivement 5/16 et 1/4 po pour une position de soudage horizontale, soit des tailles supérieures à celles des passes formant ce joint [AWS article 3.7 et tableau 3.7]. Pour finir, notons que de plus amples détails concernant la préparation des joints, leur profil et leur finition sont disponibles à l'ANNEXE XVII.

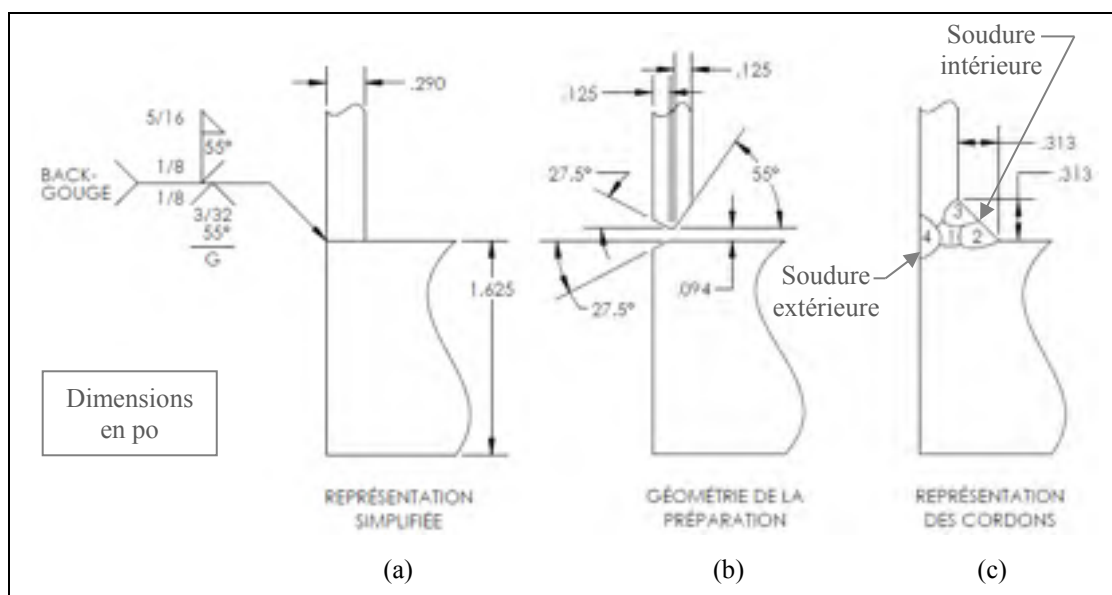


Figure 5.1 Configuration du joint soudé typique pratiqué sur la structure

5.1.7 Soudage par pointage

Le soudage par pointage, combiné à l'utilisation d'un gabarit présenté à la section 5.2, forme une méthode ayant été retenue pour maintenir les composantes à souder en position au cours du soudage du piédestal. En effet, cette méthode plus connue sous le nom de «*tack welding*» est une pratique permise par la norme comme une aide à la construction des structures soudées [AWS article 5.22.6]. Toutefois, ce type d'opération doit être effectué avec un DMOS qualifié ou préqualifié [AWS article 5.18.1]. C'est pourquoi la configuration des soudures par point s'inscrit dans la configuration préqualifiée présentée à l'ANNEXE XVIII. Ajoutons que les détails concernant le soudage par pointage et son interaction avec les étapes de soudage subséquentes sont aussi disponibles à cette annexe.

Notons en outre qu'aucune préparation additionnelle n'est nécessaire avant de procéder au soudage par pointage. En effet, cette étape de soudage est effectuée sur la préparation des joints soudés finaux précédemment présentée à la Figure 5.1 (b). Le symbole de soudure normalisé ainsi que le résultat associé aux soudures par point sont respectivement illustrés à la Figure 5.2 en (a) et en (b) en considérant la préparation des joints finaux. On observe en (a) la note «*TACK*» indiquant que cette opération s'inscrit dans le soudage par pointage. De plus, la profondeur de pénétration illustrée en (b) correspond à la profondeur de la préparation en «V», soit la dimension prescrite par la norme AWS pour une configuration préqualifiée d'un joint réalisé en position horizontale à l'aide du procédé GMAW [AWS article 3.12].

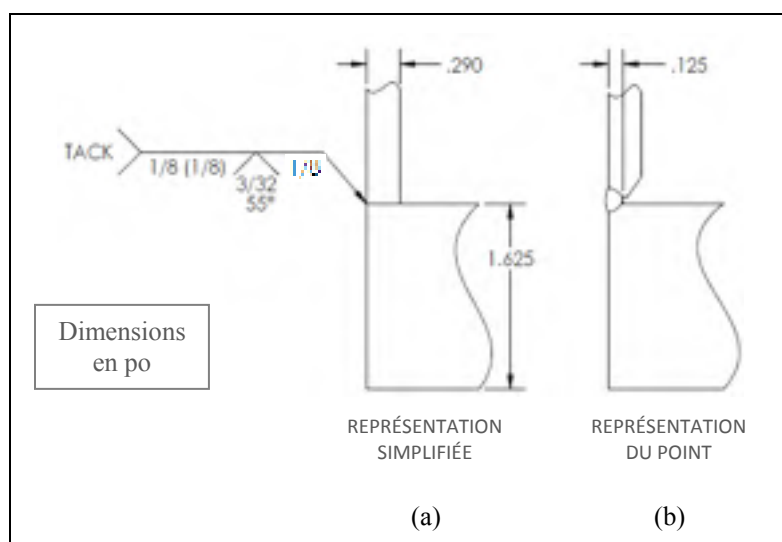


Figure 5.2 Configuration du joint soudé par point typique pratiqué sur la structure

5.1.8 Variables de soudage

Les valeurs de toutes les variables de soudage spécifiées à la table 3.8 de la norme AWS doivent être présentées sur le DMOS [AWS article 3.6]. Celui-ci doit être suivi tout au long du procédé, et chaque opérateur ou soudeur réalisant les joints soudés couverts par ce DMOS doit prendre connaissance de cette fiche [AWS article 5.5]. Le DMOS préliminaire développé dans le cadre de cette recherche est donc présenté à l'ANNEXE XXI.

Soulignons que les valeurs de courant utilisées dans ce DMOS se situent dans l'intervalle de courant d'opération suggéré par le fabricant du fil-électrode. Ce DMOS demeure donc préqualifié selon la norme AWS [AWS article 3.7 et tableau 3.7].

5.2 Étapes de montage et séquence de soudage

Des éléments de fixation sont utilisés comme gabarit de montage afin d'aligner et de maintenir en position la structure lors du soudage, tel que prescrit par la norme AWS à l'article 5.22.6. Ce gabarit est principalement constitué d'une structure d'appui, de tiges d'alignement et de tiges filetées de serrage, soient les éléments identifiés à la Figure 5.3 pour deux (2) étapes de montage différentes. Notons que toutes les étapes menant au montage complet du gabarit et de la structure sont présentées et détaillées à l'ANNEXE XX. Ce n'est qu'à la toute fin de ces étapes de montage que le prototype est prêt à être soudé par pointage (voir section 5.1.7.).

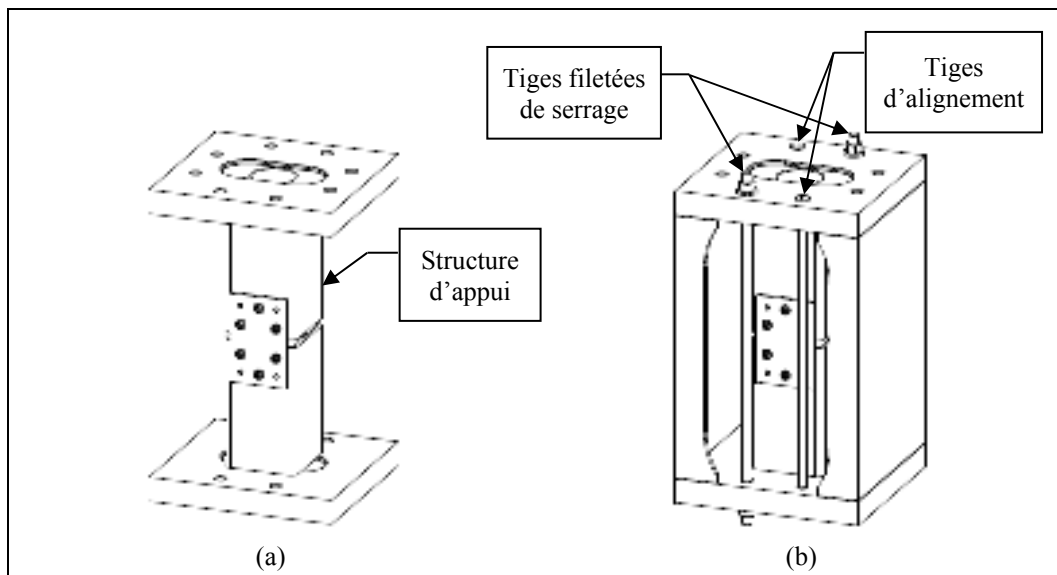


Figure 5.3 Éléments principaux du gabarit de montage aux étapes où on positionne la plaque supérieure en (a) et les profilés en (b)

La séquence de soudage est quant à elle établie de façon à minimiser la distorsion et le retrait des pièces à souder en balançant dans la mesure du possible l'apport en chaleur au cours du

procédé de soudage [AWS articles 5.21.1 et 5.21.2]. Ceci est atteint en respectant certaines règles de l'art de la pratique, notamment en :

1. Segmentant les cordons de soudure sur leur longueur lorsque ceux-ci traversent certains plans de symétrie de la structure;
2. Réalisant sur chacun de ces segments leur première passe de soudure avant de réaliser sur un de ces segments la deuxième passe;
3. Suivant une séquence où ces segments sont réalisés selon certains plans de symétrie.

En outre, considérant qu'une distorsion ou un retrait excessifs pourraient affecter la fonctionnalité de la structure, cette séquence de soudage est rédigée, greffée au DMOS et doit être respectée lors du soudage. De plus, si l'opération de soudage est réalisée contractuellement, la séquence en question doit être soumise au personnel compétent pour information et commentaire avant l'amorce du soudage [AWS article 5.21.3]. Ainsi, cette séquence est présentée à l'ANNEXE XXI où l'on fournit entre autres les dessins techniques utiles à sa réalisation.

CHAPITRE 6

DÉMONSTRATION ET ÉVALUATION DU MODE OPÉRATOIRE DE SOUDAGE

Tout d'abord, rappelons que le chapitre 5 a permis de présenter en détail le DMOS préliminaire. Rappelons aussi que ce DMOS contient de nombreux paramètres dont certains ont été déterminés à la suite de plusieurs essais de soudage. Le présent chapitre détaillera donc ces essais qui s'inscrivent dans le processus de démonstration et d'évaluation préliminaire du DMOS, soient des étapes qui correspondent respectivement aux activités C4 et C5.1 identifiées à la Figure 2.1. Par la suite, ce DMOS sera évalué de façon formative, soit une activité correspondant à l'étape C5.2 illustrée à cette même figure. Cette évaluation permettra entre autres d'y apporter certaines modifications pour former le DMOS final et d'ainsi améliorer la qualité des éventuels joints soudés du prototype. Finalement, le prototype sera soudé en respect de ce DMOS final et ses joints seront inspectés selon la norme AWS. Cette évaluation sommative, qui correspond à l'étape C5.3 de la Figure 2.1, permettra donc de valider la qualité des joints soudés du prototype, ce qui permettra aussi de valider les valeurs des différents paramètres formant le DMOS final.

6.1 Démonstration et évaluation préliminaire du mode opératoire de soudage

Tel que précédemment stipulé au chapitre portant sur la méthodologie de recherche, la démonstration du DMOS s'inscrit dans un processus itératif où l'on ajuste certains paramètres de soudage en fonction des résultats obtenus lors des essais de soudage. Cette démonstration a donc été effectuée sur des modèles représentant le joint soudé typique que l'on retrouve sur le prototype, et ce, jusqu'à l'obtention d'un joint satisfaisant. La géométrie de ces modèles est représentée à la Figure 6.1 où l'on observe aussi un symbole de soudure décrivant une configuration bien particulière du joint. Les modèles réels présentaient cependant diverses configurations, considérant que les géométries formant la préparation du joint faisaient aussi partie des paramètres à établir lors de la démonstration.

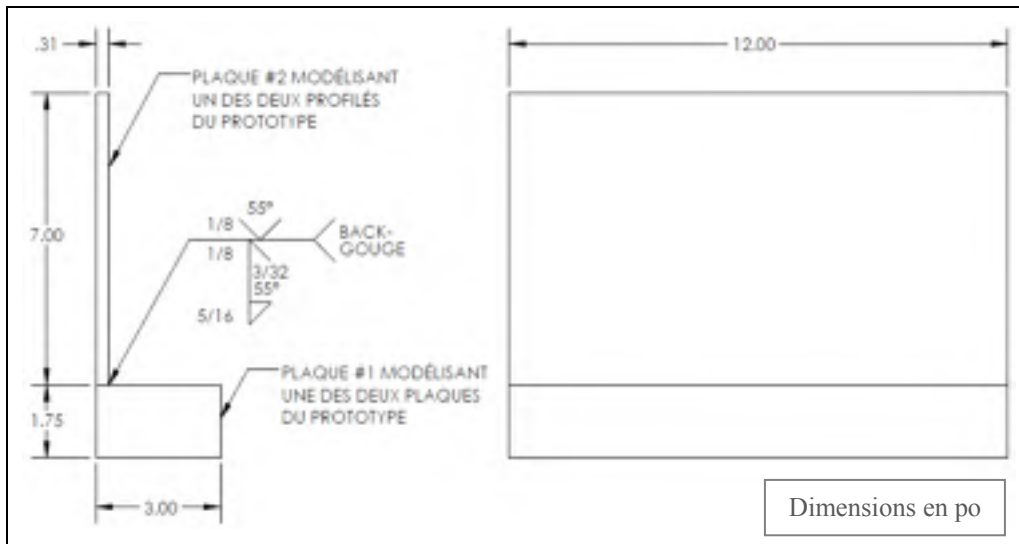


Figure 6.1 Modèle expérimental du joint soudé typique du piédestal

Bien que ces modèles représentent de façon convenable le joint à réaliser sur la structure, ceux-ci présentent évidemment certaines dissemblances avec le prototype. Ainsi, les dissemblances pertinentes, pouvant être interprétées comme étant des limites aux modèles, sont listées et brièvement détaillées au Tableau 6.1.

Soulignons que les essais expérimentaux n'ont pas suivi un plan d'expérience prédéfini, et ce, à cause du trop grand nombre de facteurs en présence. En effet, on compte au total quatorze (14) facteurs indépendants dont :

- trois (3) relatifs aux réglages de l'équipement de soudage,
- six (6) relatifs à la technique de soudage,
- cinq (5) relatifs à la configuration du joint.

Un plan d'expérience suivant une approche classique aurait donc nécessité un minimum de 2^{14} essais, soit 16 384 essais, pour tester au moins deux (2) modalités par facteur et générer toutes les combinaisons possibles de celles-ci.

Tableau 6.1 Limites des modèles expérimentaux du joint soudé typique du piédestal

No°	Dissemblance (limite) des modèles avec le prototype	Détails sur la dissemblance (limite)	Implications
1	Épaisseurs des plaques formant les modèles	À des fins d'approvisionnement en matériaux bruts de dimensions normalisées : <ul style="list-style-type: none"> la plaque #1 était de 0,125 po plus épaisse que les plaques du prototype, soit seulement 7,7 % plus épaisse; la plaque #2 était de 0,023 po plus épaisse que les profils du prototype, soit seulement 7,8 % plus épaisse. 	Possibilité de surestimer légèrement la taille des préparations en «V» à réaliser sur les plaques pour atteindre la pénétration désirée.
2	Masse des plaques formant les modèles	Afin de réduire les coûts associés à la quantité de matière formant les matériaux bruts : <ul style="list-style-type: none"> la plaque #1 ne représentait que 27 à 29 % de la masse des plaques du prototype; la plaque #2 ne représentait que 26 à 28 % de la masse des profils du prototype. 	Possibilité de : <ul style="list-style-type: none"> sous-estimer la quantité d'énergie à apporter pour assurer une fusion complète aux joints soudés; sous-estimer la quantité d'énergie limite pouvant être apportée aux joints et à partir de laquelle la fusion devient excessive.
3	Géométrie globale du joint et accessibilité	Le modèle ne présente qu'un (1) joint linéaire complètement dégagé, tandis que le prototype présente des joints à trois (3) segments suivant la section d'un profilé en «C» dont l'accessibilité des soudures d'angle est restreinte à cause de la morphologie et de la taille de la structure.	Possibilité de surestimer la vitesse d'avance limite à partir de laquelle le soudeur n'a plus la capacité de réaliser sur le prototype des soudures d'angle au profil constant et satisfaisant les critères d'acceptabilité de la norme AWS (voir section 5.1.6)
4	Contournage aux embouts	Un contournage est aussi réalisé aux embouts de chaque semelle des profils du prototype, formant des soudures d'angle à ces extrémités, tandis que le modèle ne présente pas de contournage aux embouts de la plaque #2.	Possibilité de surestimer la quantité d'énergie limite pouvant être apportée aux sections des joints situées aux embouts des profils et à partir de laquelle la fusion devient excessive.

Bien sûr, une période de tests suivant cette approche aurait été trop longue et trop coûteuse en considérant la nature des essais à effectuer. C'est pourquoi une tout autre méthode a été adoptée. Celle-ci était basée sur une évaluation en continu des modèles par le biais d'inspections visuelles, soit un type de contrôle qui sera plus longuement détaillé à la section 6.2.1. Cette pratique permettait d'identifier les facteurs devant changer de modalité pour l'essai subséquent. Cette évaluation préliminaire ainsi que l'identification des facteurs et l'attribution des valeurs à leurs nouvelles modalités reposaient sur le savoir d'un expert en

méthode de soudage par fusion. Cette approche a permis de converger vers une combinaison de modalités adéquate en procédant au soudage complet de quatre (4) modèles. Cette combinaison représentait ainsi l'ensemble des paramètres de soudage à retenir pour le DMOS préliminaire. Pour finir, notons que les détails de ces essais sont présentés à l'ANNEXE XIX.

6.2 Évaluation formative du mode opératoire de soudage

L'évaluation formative du DMOS préliminaire a été pratiquée sur le modèle de joint soudé retenu lors de la démonstration, soit précisément le modèle précédemment présenté à la Figure 6.1, ainsi que sur des échantillons prélevés à même ce modèle. De ce fait, cette évaluation a permis :

1. D'identifier les types de discontinuités présents sur le modèle afin de sélectionner des méthodes d'inspection adéquates pour l'évaluation sommative du DMOS final;
2. D'évaluer l'acceptabilité des discontinuités repérées sur le modèle et sur les échantillons selon la norme AWS dans le but :
 - a) de prévoir les possibles travaux de réparation à effectuer sur les joints soudés du prototype;
 - b) d'identifier certaines actions correctives à poser lors du soudage du prototype pour réduire l'ampleur ou prévenir l'apparition de ces discontinuités;
3. D'évaluer la dureté du joint afin de déterminer si la réalisation d'un traitement thermique post-soudage est nécessaire pour respecter la limite de dureté aux joints soudés décrite par les normes NACE MR0175 et MR0103.

Ainsi, dans le cadre de cette évaluation formative, une inspection visuelle (VT_{26}), un contrôle par ressuage au liquide pénétrant fluorescent (PT_{27}) et un contrôle magnétoscopique (MT_{28}) seront tout d'abord présentés. Les résultats de ces contrôles seront suivis d'une brève analyse de plusieurs macrographies et d'une micrographie du joint soudé. Par la suite, il sera sujet de

²⁶ De l'anglais : *Visual Testing*

²⁷ De l'anglais : *Penetrant Testing*

²⁸ De l'anglais : *Magnetic Testing*

la dureté maximale mesurée sur une section transversale du joint. Pour finir, on y présentera les principaux résultats de certains contrôles par ultrasons (*UT*²⁹) qui mèneront à une étude de la discontinuité interne la plus importante relevée sur un échantillon du modèle.

6.2.1 Inspection visuelle, contrôle par ressuage et contrôle magnétoscopique

L'inspection visuelle forme le seul type d'inspection imposé par la norme AWS devant être réalisé par le fabricant sans que le client n'ait à le spécifier [AWS articles 6.6.1 et 6.6.4]. Toutefois, cette inspection réalisée sur le modèle n'a permis le repérage, la localisation, l'identification ou le dimensionnement d'aucune discontinuité, tant sur la soudure intérieure (voir Figure 6.2) que sur la soudure extérieure au revers. Ces résultats suggèrent que le DMOS préliminaire ne tend pas à générer des discontinuités grossières aux dimensions perceptibles à l'œil nu et appartenant aux différents types de discontinuités listés ici-bas :

1. Dimensions finales de joints incorrectes,
2. Profils de joints hors norme (voir section 5.1.6),
3. Caniveaux,
4. Débordements,
5. Éclaboussures excessives,
6. Coups d'arc,
7. Fissures, porosités ou manques de fusion à la surface.

De ce fait, le modèle satisfait les critères d'acceptabilité de l'inspection visuelle listés au tableau 6.1 de la norme AWS [AWS article 6.9] sans besoin de réparations [AWS article 6.1].

Cette inspection visuelle a ensuite été suivie d'un contrôle par ressuage au liquide pénétrant fluorescent et d'un contrôle magnétoscopique. Ces deux (2) contrôles ont été pratiqués sur une section de 87 mm de long du modèle à l'étude, et ce, avec le support d'un expert en

²⁹ De l'anglais : *Ultrasonic Testing*

contrôles non destructifs. Cette section a donc été coupée à plusieurs endroits en regard aux contrôles par ultrasons à venir, puis sablée en surface pour former l'échantillon présenté à la Figure 6.3. Soulignons que le sablage des zones à inspecter a été effectué manuellement afin d'éviter de boucher d'éventuelles discontinuités présentes en surface.



Figure 6.2 Soudure intérieure du modèle



Figure 6.3 Échantillon pour les contrôles par ressuage, magnétoscopie et ultrasons

Ces deux (2) contrôles ont permis de relever certains indices pertinents se rapportant à deux (2) types de discontinuités, soient à un faible manque de fusion sur un des raccordements du côté de la soudure intérieure ainsi qu'à de très petites porosités en surface du côté de la soudure extérieure. Notons que les détails portant sur la réalisation de ces contrôles et sur l'analyse des indices révélés au cours de ceux-ci sont disponibles à l'ANNEXE XXII. Toutefois, en acceptant que l'échantillon représente assez fidèlement les joints soudés du prototype de piédestal, il serait possible de croire que ces deux (2) types de discontinuités pourraient aussi être observés à la surface des joints soudés du prototype.

En outre, les critères d'acceptabilité de la norme AWS pour ces deux (2) derniers contrôles sont identiques à ceux de l'inspection visuelle [AWS article 6.10] et rejettent ainsi tout manque de fusion [AWS tableau 6.1]. De ce fait, dans l'éventualité où les soudures du prototype venaient à présenter des discontinuités de ce type, il serait nécessaire de les dissiper par de légers meulages localisés à surface.

Ajoutons toutefois que ces mêmes critères d'acceptabilité ne couvrent pas le type de porosité observée lors de ces contrôles, soit des porosités qui demeurent imperceptibles à l'œil nu sans la pratique du ressuage. En effet, ces critères limitent plutôt les occurrences et la taille des soufflures vermiculaires identifiables à l'œil nu [AWS tableau 6.1], soit des porosités formants des canaux et débouchant à la surface. Ainsi, dans l'éventualité où, à la suite d'un contrôle par ressuage ou magnétoscopique, les joints du prototype ne présenteraient que des porosités invisibles à l'œil nu, leur réparation ne serait pas exigée par la norme AWS en réponse à ces types de contrôle.

Pour finir, soulignons que ces deux (2) derniers contrôles ont permis de révéler certaines discontinuités qui n'ont pu être détectées lors de l'inspection visuelle, et que l'une d'entre elles aurait nécessité une réparation si elle avait été présente sur une des soudures du prototype. De ce fait, il est nécessaire de jumeler l'inspection visuelle à un contrôle additionnel par ressuage ou par magnétoscopie lors de l'inspection des joints du prototype avant de procéder à la démonstration et à l'évaluation de la structure.

6.2.2 Macrographies et micrographie aléatoires

Trois (3) macrographies ont tout d'abord été réalisées sur autant de sections transversales du joint à l'étude. Pour ce faire, le modèle a tout d'abord été sectionné aléatoirement à trois (3) endroits sur une scie à ruban. Par la suite, les sections ont été polies avec une meuleuse d'angle à l'aide de disques à lamelle n°60 et 120. Pour finir, les surfaces ont été attaquées chimiquement au nital 10 %. Les macrographies résultantes sont présentées à la Figure 6.4.

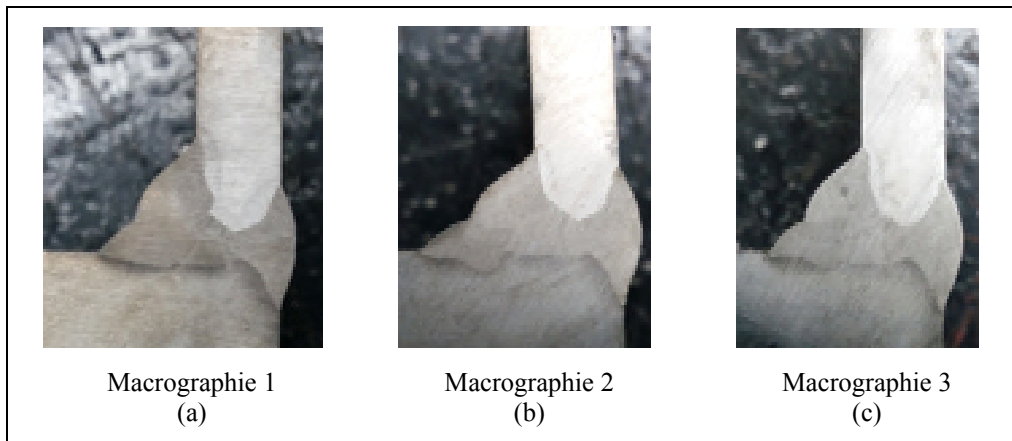


Figure 6.4 Macrographies du modèle de joint soudé

Ces trois (3) macrographies n'ont révélé aucun manque de pénétration à la racine. De plus, elles n'ont présenté aucun manque de fusion perceptible à l'œil nu, que ce soit entre le métal fondu et le métal de base ou encore entre les passes formant la soudure intérieure.

Une quatrième macrographie pratiquée sur une nouvelle section transversale du joint à l'étude a permis d'observer avec plus de détails la morphologie adéquate des différentes zones composant le joint soudé, tel qu'illustré à la Figure 6.5 (a). En effet, on peut y dénoter la pénétration suffisante de chacune des passes assurant une fusion complète du joint, ainsi que la taille modeste des zones affectées thermiquement (ZAT) traduisant un apport de chaleur non excessif lors du soudage. Notons que cet échantillon a été poli miroir à l'aide de papiers sablés n°240, 320, 400, 600, 800 puis de tampons de polissage avec des solutions d'eau et de poudre d'oxyde d'aluminium de 9 et 1 micron, pour finalement être attaqué chimiquement au nital 5 %.

De plus, une micrographie réalisée sur le même échantillon a permis de révéler une discontinuité prenant la forme d'une fissure transversale à la ligne de fusion d'une longueur approximative de 0,3 mm, tel qu'illustré à la Figure 6.5 (b). Par son emplacement, sa forme et son orientation, cette discontinuité ne s'apparente pas à une fissure de ligne de fusion (*fusion-line crack*) qui est normalement parallèle à cette ligne. En effet, son orientation suggère plutôt une fissure en chapeau (*hat crack*) dont un exemple est présenté à la Figure

6.6. Dépendamment de sa taille et de son orientation, ce type de discontinuité peut être considéré par la norme AWS comme étant un défaut à rejeter à la suite d'un contrôle par ultrasons. Il est donc important de réduire au minimum la taille et l'occurrence de ces fissures. Cette réduction peut être possiblement atteinte en diminuant la tension de soudage sachant qu'une tension de soudage trop élevée peut occasionner ce type de discontinuité (Lampman, 1997, p. 63).

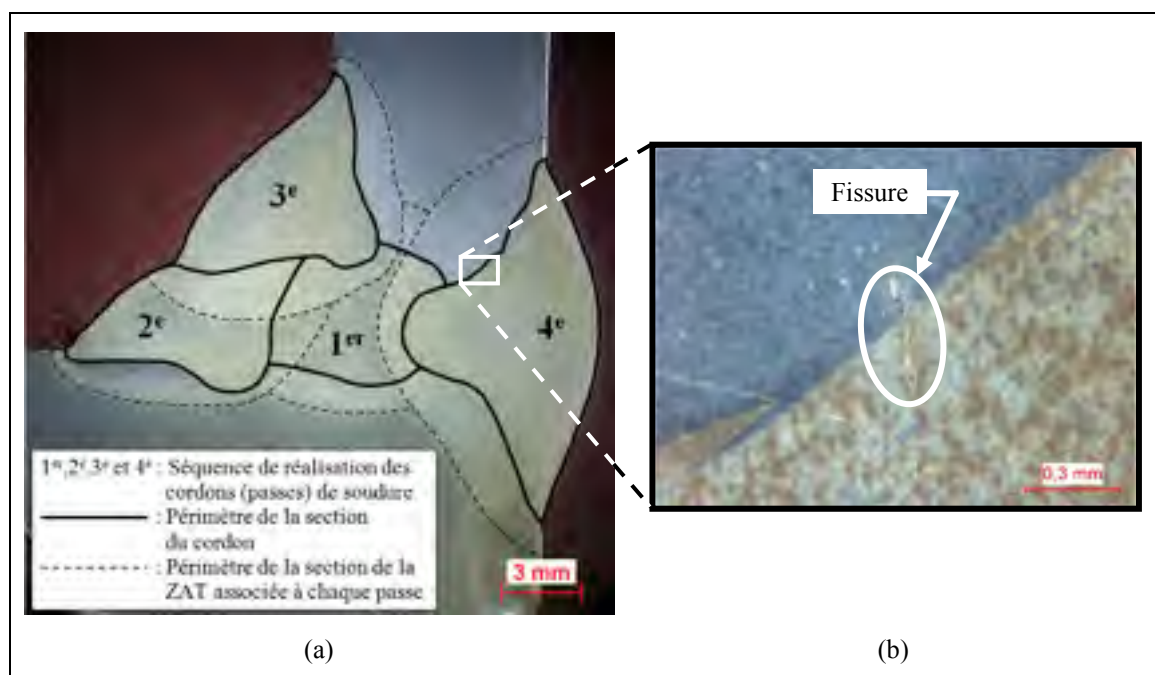


Figure 6.5 Macrographie détaillée (a) et micrographie (b) du joint soudé

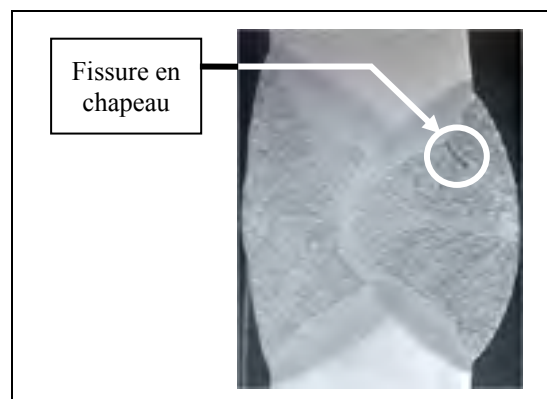


Figure 6.6 Exemple de fissure en chapeau
Adaptée de Scribd. ([s.d.])

6.2.3 Essais de dureté Rockwell

Des essais de dureté Rockwell B et C ont été pratiqués à même l'échantillon présenté précédemment, et ce, sur la section transversale des cordons de soudure, des ZAT associées et du métal de base (voir Figure 6.7). Ces essais ont permis de mesurer des duretés locales s'élevant jusqu'à un maximum de 24 HRC au niveau des cordons de soudure. Cette valeur dépasse la limite de dureté permise de 22 HRC pour des joints d'acier au carbone soudés selon les normes NACE MR0175 et MR0103 précédemment décrites à la section 5.1.5. De ce fait, la structure devrait subir un traitement thermique post-soudage pour répondre aux exigences d'un éventuel client du PI si ce client stipulait que le piédestal devait se conformer aux exigences de ces normes.



Figure 6.7 Échantillon utilisé pour les essais de dureté Rockwell

6.2.4 Contrôles par ultrasons

Plusieurs types de contrôle par ultrasons ont été pratiqués sur l'échantillon inspecté précédemment, et ce, en collaboration avec un expert en contrôles non destructifs. Notons que la plaque la plus épaisse formant le joint soudé a déjà été amincie lors de la préparation de l'échantillon afin de diminuer l'atténuation des ultrasons et d'ainsi faciliter l'inspection (voir Figure 6.3).

L'une de ces inspections est le contrôle ultrasonore par immersion. L'échantillon a donc été placé dans le bassin d'eau d'un système automatique d'inspection ultrasonore disponible dans un des laboratoires de l'ÉTS (voir Figure 6.8 (a)) avec l'endos de la plaque la plus épaisse orienté perpendiculairement à la sonde (voir Figure 6.8 (b)). Rappelons que l'échantillon est fait d'acier. De ce fait, il a dû être peint afin de le protéger contre la corrosion lors de l'inspection.

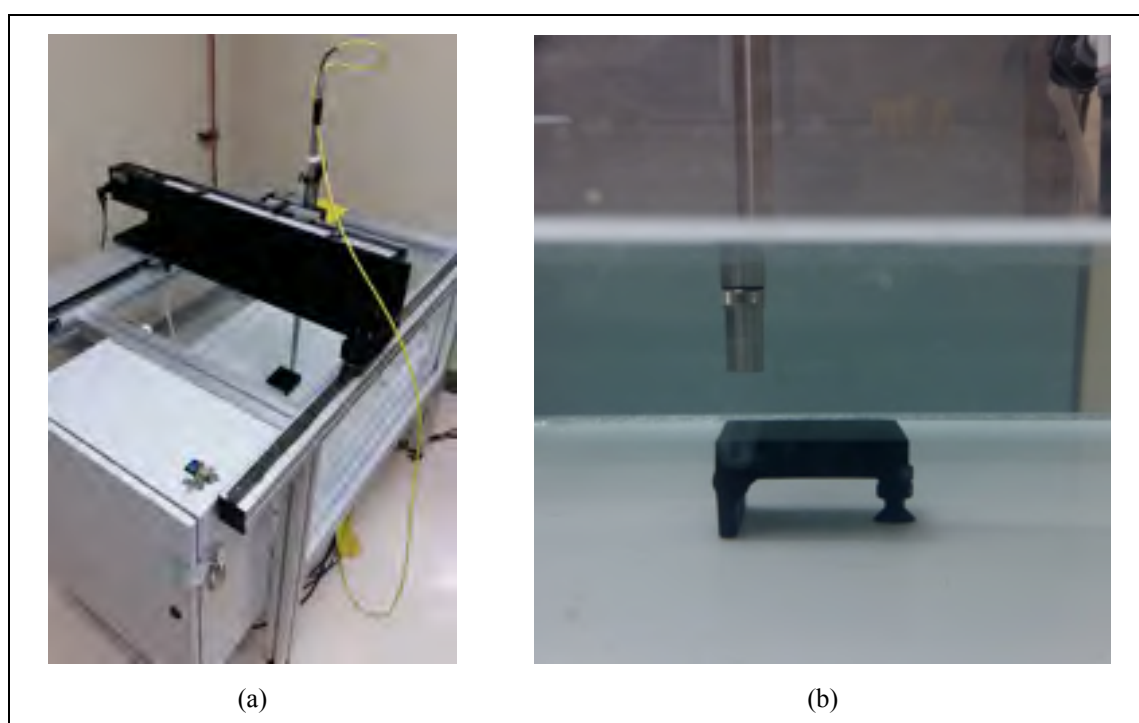


Figure 6.8 Système automatique d'inspection ultrasonore (a) et montage du contrôle (b)

La sonde, d'une fréquence nominale de 5 MHz et d'un diamètre de 0,375 po, a balayé la surface supérieure de l'échantillon avec un angle 0° avec sa normale. Cette méthode a permis de générer des cartographies C-scans et des B-scans en coupes transversales du joint soudé afin de localiser certaines discontinuités présentes au sein du joint. Au total, cinq (5) discontinuités ont été relevées. Celles-ci sont identifiées et localisées par rapport aux arêtes de l'échantillon à la Figure 6.9 où l'on observe que toutes les discontinuités relevées se situent près de la jonction entre la racine de la soudure intérieure et celle de la soudure extérieure au revers. Ajoutons aussi que le C-scan et le B-scan sur lesquels on peut distinguer

ces discontinuités sont d'ailleurs disponibles à l'ANNEXE XXIII où l'on remarque que la discontinuité renvoyant la plus forte amplitude du signal ultrasonore est celle portant l'identifiant «Disc.5».

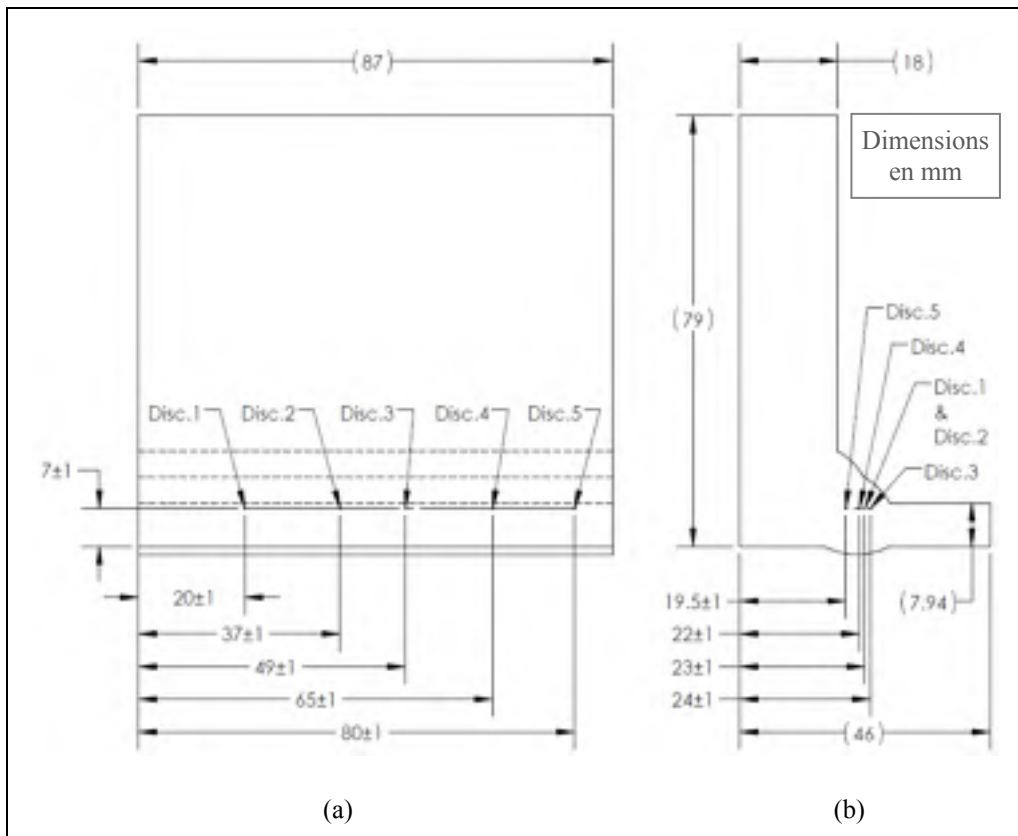


Figure 6.9 Position des discontinuités relevées lors du C-scan de l'échantillon

Des balayages sectoriels par ultrasons multiéléments (S-scans) variant de -35 à 70° et des contrôles conventionnels par ultrasons (A-scans) ont aussi été menés sur l'échantillon afin d'évaluer la taille de ces discontinuités. Dû à la géométrie de l'échantillon, les sondes et leurs sabots utilisés au cours de ces essais ont pris comme surface d'appui la même que celle balayée lors du contrôle ultrasonore par immersion. Ainsi, parmi tous les essais réalisés, l'amplitude la plus élevée mesurée chez une discontinuité a été enregistrée lors d'un contrôle de type multiéléments à un angle de -17° . La discontinuité alors observée était encore une fois la discontinuité n°5, soit celle portant l'identifiant «Disc.5» à la Figure 6.9. Cette dernière sera donc la discontinuité à l'étude au prochain sous-chapitre.

6.2.5 Étude de la discontinuité interne la plus importante

Une fois repérée et localisée, une analyse destructive a permis de dimensionner la discontinuité no°5. Pour ce faire, l'échantillon sujet aux précédents contrôles par ultrasons (voir Figure 6.10 (a)) a été coupé de façon à isoler le cordon de soudure (voir Figure 6.10 (b)). Ensuite, cet échantillon a été tronçonné puis meulé graduellement sur sa section transversale jusqu'à ce que la discontinuité à l'étude dévoile sa plus grande dimension dans le plan (voir Figure 6.10 (c)).

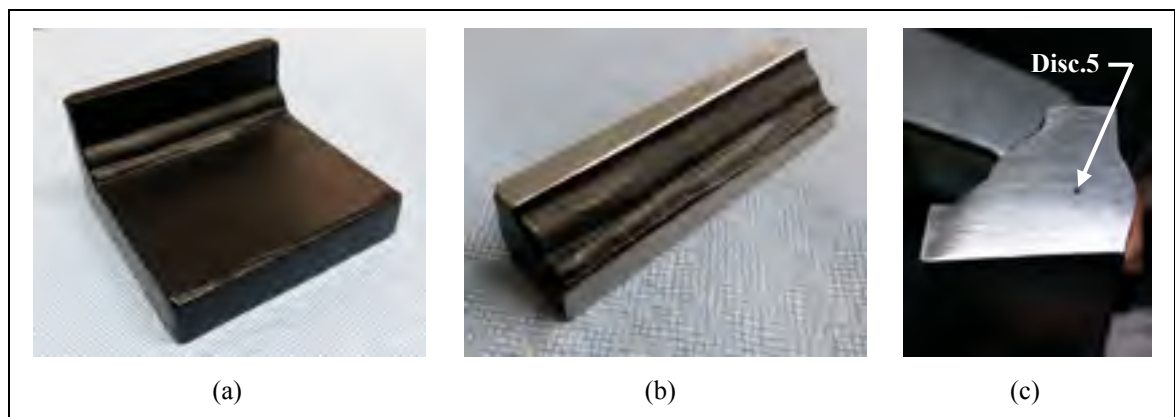


Figure 6.10 Échantillon du contrôle destructif de la discontinuité no°5 : a) Échantillon du contrôle par ultrasons, b) joint soudé isolé, c) section meulée du joint et discontinuité no°5

La dimension de la discontinuité no°5 suivant l'axe du joint a aussi été contrôlée. Toutefois, sa dimension la plus grande, s'élevant à 0,67 mm, a été mesurée dans le plan transversal. Cette discontinuité ainsi que cette dimension apparaissent sur les micrographies (a) et (b) présentées à la Figure 6.11 et réalisées à des agrandissements respectifs de 6,7 et 20 X. De plus, on observe sur ces micrographies que cette discontinuité se retrouve dans la zone de fusion de la dernière passe de soudure, soit à une certaine distance de la ligne de fusion correspondante. Ceci la distingue d'un manque de fusion qui, par définition, se retrouve à la ligne de fusion (Lampman, 1997, p. 63). Cette discontinuité s'apparente plutôt à une porosité unique présentant ici une forme elliptique.



Figure 6.11 Micrographies de la discontinuité no°5 à des agrandissements de 6,7 X (a) et 20 X (b)

Connaissant maintenant la dimension de la discontinuité interne la plus importante, il était possible de déterminer si l'échantillon inspecté respectait les critères d'acceptabilités de la norme AWS portant sur les dimensions et l'emplacement des discontinuités internes. En effet, bien que ces critères aient été établis pour interpréter les résultats de contrôles radiographiques (RT_{30}), il est raisonnable de les utiliser pour évaluer l'acceptabilité de la discontinuité à l'étude aux dimensions connues.

Premièrement, cette évaluation doit être réalisée en considérant que la discontinuité no°5 est une discontinuité arrondie unique [AWS article 6.12]. Deuxièmement, on considère que cette discontinuité se retrouve dans un joint soudé d'une structure non tubulaire soumise à un chargement cyclique en tension.

Dès lors, il est possible de déterminer la taille minimale à partir de laquelle une discontinuité de ce type commence à être jugée comme étant un défaut à rejeter selon la norme AWS, soit 2 mm [AWS articles 6.12.2 et 6.12.2.1 et Figure 6.2]. Seulement, la taille de la discontinuité

à l'étude ne s'élève qu'à 0,67 mm. Ainsi, cette discontinuité ne peut être considérée comme un défaut à rejeter en regard à sa taille.

Troisièmement, on doit considérer la somme des tailles des discontinuités relevées dans la même portion linéaire de 1 po du joint soudé. Cette somme ne doit pas excéder 10 mm pour le joint à l'étude selon la norme AWS [AWS articles 6.12.2.1 et 6.12.2.3]. Toutefois, la seule autre discontinuité interne ayant été relevée dans la même portion linéaire de 1 po était la discontinuité n°4 (voir Figure 6.9). De plus, bien qu'on ne connaisse pas avec précision la taille de cette discontinuité, les contrôles par ultrasons effectués sur l'échantillon ont permis de déterminer que sa taille était moins importante que celle de la discontinuité n°5. La somme de leurs tailles ne peut donc excéder 1,34 mm, soit deux (2) fois la taille de la discontinuité n°5. Ainsi, sachant que la valeur de cette somme est inférieure à 10 mm, la discontinuité à l'étude satisfait les critères d'acceptabilité de la norme AWS et n'est toujours pas considérée comme un défaut à rejeter.

Rappelons toutefois que la simple présence de la discontinuité n°5 suggère qu'une inspection non destructive capable de relever des discontinuités internes s'apparentant à des porosités, tel qu'un contrôle par ultrasons ou par radiographies, devrait être pratiquée sur les joints du prototype avant de procéder à sa démonstration ou son évaluation.

De plus, si ce type de discontinuité venait à présenter des dimensions plus importantes lors du soudage du prototype, des actions correctives visant à réduire leurs tailles ou même à prévenir leurs formations deviendraient nécessaires. Une étude plus approfondie de la discontinuité n°5 a donc été menée afin de connaître les causes de sa formation, permettant ainsi de guider l'élaboration des éventuelles actions correctives. Cette étude disponible à l'ANNEXE XXIV et basée entre autres sur des analyses dispersives en énergie (*EDS* ou *EDX₃₁*) a été effectuée à l'aide d'un microscope électronique à balayage (MEB) en collaboration avec un expert de ce type d'analyse. Cette étude a permis de rapprocher la

³¹ De l'anglais : *Energy Dispersive X-Ray Spectroscopy*

discontinuité n°5 à une porosité de retrait sous l'effet d'hydrogène. Les actions correctives pouvant être apportées ont aussi été le sujet de cette étude. Celle qui s'est alors démarquée consistait à réaliser la soudure extérieure en deux (2) passes au lieu d'une (1) seule. De ce fait, cette soudure sera pratiquée en deux (2) passes lors du soudage du prototype, et ce, pour toutes les raisons présentées dans cette étude disponible en annexe.

6.3 Ajustement de certains paramètres du mode opératoire de soudage

Quelques ajustements ont dû être apportés au DMOS préliminaire pour réaliser le soudage du prototype, formant ainsi le DMOS final. Ceux-ci sont résumés ici-bas :

1. Ajout d'une cinquième passe du côté de la soudure extérieure;
2. Légères diminutions des vitesses d'avance des passes pratiquées sur la soudure extérieure;
3. Légères diminutions des vitesses d'avance des passes pratiquées sur la soudure intérieure;
4. Légères diminutions des tensions et des courants de soudage des passes pratiquées sur la soudure intérieure.

Notons que certains de ces ajustements ont pu être intégrés directement à la suite de l'évaluation formative présentée précédemment, tandis que d'autres ont plutôt été apportés au cours des étapes de soudage de la structure. Ajoutons aussi que les détails justifiant ces ajustements sont disponibles à l'ANNEXE XXV. Pour finir, soulignons que le DMOS final ainsi formé décrit le procédé utilisé pour réaliser le soudage du prototype. Celui-ci est donc présenté à l'ANNEXE XXVI et sera évalué de façon sommative à la prochaine section.

6.4 Évaluation sommative du mode opératoire de soudage

L'évaluation sommative du DMOS final avait pour objectif de valider l'intégrité structurelle des joints soudés du prototype. Cette évaluation s'est donc traduite par des contrôles non destructifs pratiqués sur la totalité de ces joints. Le prototype était alors à l'état post-soudage, tel qu'illustré à la Figure 6.12.



Figure 6.12 État post-soudage du prototype prêt pour les contrôles non destructifs

Trois (3) types de contrôle ont été réalisés en respect de la norme AWS sur ces joints. Le premier, soit un contrôle visuel, a été réalisé par le personnel qualifié de l'*Atelier Tac Inc.*, c'est-à-dire l'entreprise privée ayant procédé au soudage du prototype. Le second et le troisième, soient un contrôle magnétoscopique et un autre radiographique, ont été menés par *SGS Canada Inc.*, une entreprise privée spécialisée en essais non destructifs. Le personnel alors affecté possédait les certifications requises pour réaliser ces essais.

Notons qu'un contrôle radiographique été préféré à un contrôle par ultrasons, car cette première méthode détectait plus facilement les porosités (ASME, 2011, p. 6), soit le type de discontinuité correspondant à la plus importante des discontinuités internes relevées lors de l'évaluation formative. De plus, un contrôle par magnétoscopie a été désigné pour inspecter la surface des joints plutôt qu'un contrôle par ressuage, car cette première méthode permettait de détecter à la fois les discontinuités débouchant en surface et celles se retrouvant légèrement en dessous de la surface (ASME, 2011, p. 105).

Ainsi, les résultats de ces trois (3) contrôles, dont ceux de la magnétoscopie et de la radiographie disponibles à l'ANNEXE XXVII sous forme de rapport, n'ont révélé aucune discontinuité qui ne répondait pas aux critères d'admissibilité de la norme AWS. En effet,

bien que certaines radiographies aient révélé la présence de très fines porosités isolées au sein de trois (3) des quatre (4) joints, ces porosités ne pouvaient être considérées comme des défauts à rejeter selon la norme AWS dû à leurs emplacements et à leurs faibles tailles. À titre d'exemple, même la porosité affichant la taille la plus importante sur les radiographies (voir Figure 6.13) était d'une dimension inférieure au seuil minimal de 2 mm à partir duquel une porosité interne peut être considérée comme étant un défaut selon la norme AWS pour une structure non tubulaire soumise à un chargement cyclique en tension [AWS articles 6.12.2 et 6.12.2.1 et Figure 6.2]. De ce fait, le prototype se conformait toujours aux exigences de cette norme à la suite de tous ces contrôles.

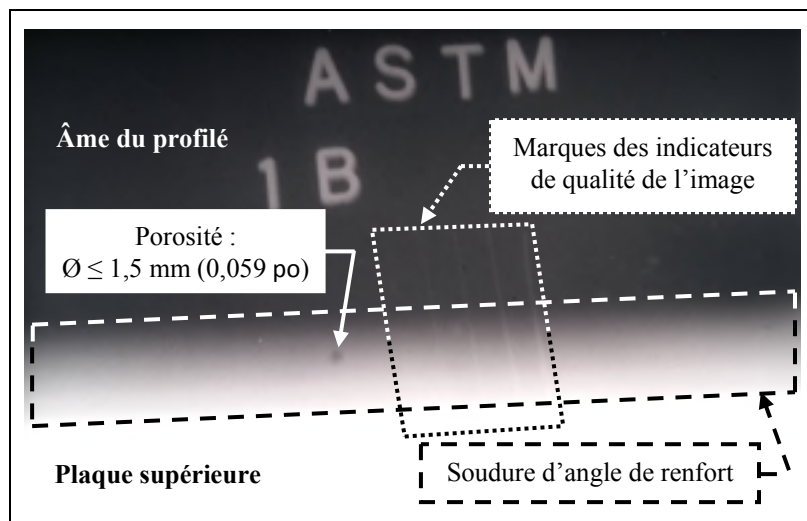


Figure 6.13 Radiographie partielle d'un des joints du prototype où on observe la plus grosse des porosités relevées lors du contrôle radiographique complet

Une fois l'ensemble des contrôles terminé, le prototype pouvait enfin subir un nettoyage au jet de sable et accueillir sur ses flancs ouverts les gardes transparents détaillés à l'ANNEXE V, tel qu'illustré à la Figure 6.14. Le prototype était alors fin prêt à passer aux phases de démonstration et d'évaluation du piédestal décrites au prochain chapitre.



Figure 6.14 Prototype nettoyé au jet de sable et gardes transparents assemblés

CHAPITRE 7

DÉMONSTRATION ET ÉVALUATION DU PIÉDESTAL

Ce chapitre porte essentiellement sur la validation de la fonctionnalité et de l'intégrité structurelle du piédestal sous chargement statique par sa démonstration et son évaluation, soit les étapes correspondant respectivement aux activités A4 et A5 identifiées à la Figure 2.1. En effet, la démonstration, pouvant être perçue comme une faible forme d'évaluation (Johannesson, 2014, p. 133), permettra en premier lieu de valider les deux fonctions principales du piédestal présentées au chapitre couvrant le cahier des charges, soit :

1. Permettre le montage des composantes statiques de l'actionneur à celles de la vanne;
2. Résister aux forces de réaction engendrées par l'opération de l'actionneur.

Par la suite, l'évaluation permettra de valider certaines spécifications techniques émises dans le cahier des charges et portant sur l'intégrité structurelle du piédestal pour des chargements statiques, soit les spécifications stipulant que le piédestal :

1. Ne doit subir aucun endommagement lorsque soumis à des charges statiques (tension-compression) occasionnées par l'actionneur lorsque celui-ci fonctionne à une pression interne de 225 psi;
2. Doit demeurer solidaire aux interfaces de l'actionneur et de la vanne à des charges statiques (tension-compression) occasionnées par l'actionneur lorsque celui-ci fonctionne à une pression interne de 225 psi;
3. Ne doit pas ressentir de contraintes mécaniques (en excluant les contraintes de compression d'assemblage) qui excèdent 67 % de la limite élastique du matériau le constituant, et ce, lorsque soumis à des charges de 1,1 ou plus de fois les forces de poussée et de tiré maximales de l'actionneur.

Soulignons que cette démonstration et que cette évaluation se sont principalement traduites par des essais mécaniques de tension et de compression. Le montage nécessaire à ces essais ainsi que le déroulement de ceux-ci seront donc décrits à la prochaine section. Par la suite, la

démonstration et l'évaluation du prototype seront exposées dans l'ordre. Une conclusion portant sur l'ensemble des résultats obtenus à ces précédentes sections sera ensuite présentée afin de déterminer quels éléments ont été validés lors de cette démonstration et de cette évaluation. Pour finir, un retour sur l'ensemble des spécifications techniques et des contraintes inscrites dans le cahier des charges sera effectué afin de déterminer l'état de validation de chacune de ces exigences, ce qui permettra aussi d'émettre certaines recommandations au dernier chapitre de ce mémoire.

7.1 Montage et déroulement des essais mécaniques

Les essais mécaniques se sont déroulés dans le laboratoire de structures de l'École Polytechnique de Montréal. L'ingénieur responsable de ce laboratoire ainsi que deux (2) techniciens ont donc supporté le responsable de cette recherche dans la réalisation de ces tests.

Tous les essais ont été effectués sur une presse uniaxiale de marque *Instron* dont la capacité maximale s'élevait à 2 500 kN en tension et en compression. Deux plaques identiques ont d'ailleurs été conçues et fabriquées afin de permettre le montage du prototype aux mâchoires supérieure et inférieure de la presse. La conception de ces plaques est en outre décrite à l'ANNEXE XXVIII et simulait les interfaces de montage de l'actionneur et de la vanne considérées dans cette recherche, soit celles présentées à la section 4.4. Le montage complet du prototype au sein de la presse est quant à lui illustré à la Figure 7.1 où on identifie les mâchoires de la presse, les plaques de montage, le prototype ainsi que la quincaillerie. Soulignons que des rondelles ont aussi été installées au joint boulonné entre le prototype et la plaque de montage inférieure pour recréer les conditions d'appuis du piédestal lorsque celui-ci est assemblé à une vanne à l'aide des piliers de montage.

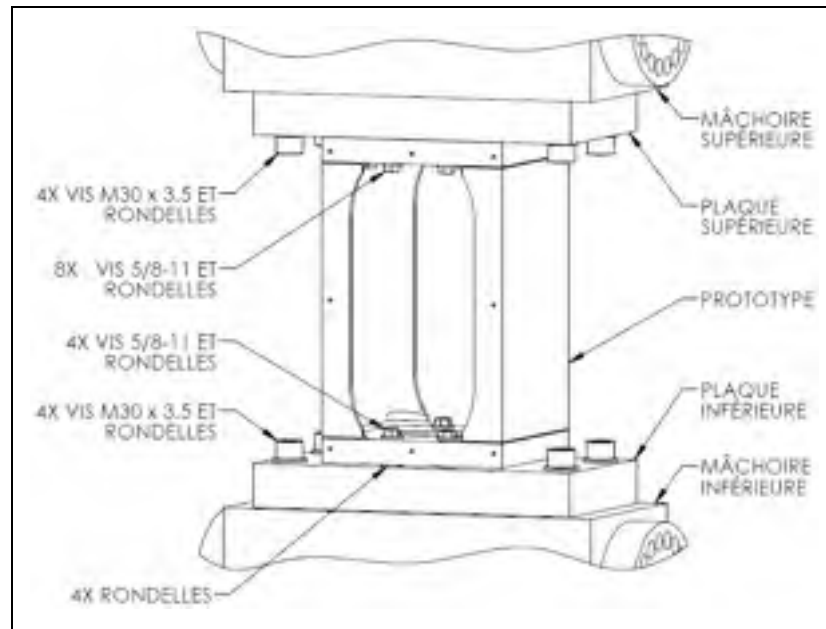


Figure 7.1 Montage complet du prototype dans la presse

De plus, deux (2) systèmes optiques de mesures tridimensionnelles ont été installés de part et d'autre du prototype afin de contrôler deux (2) ensembles de surfaces, tel qu'illustré à la Figure 7.2. La configuration des surfaces formant ces ensembles est quant à elle présentée à la Figure 7.3.

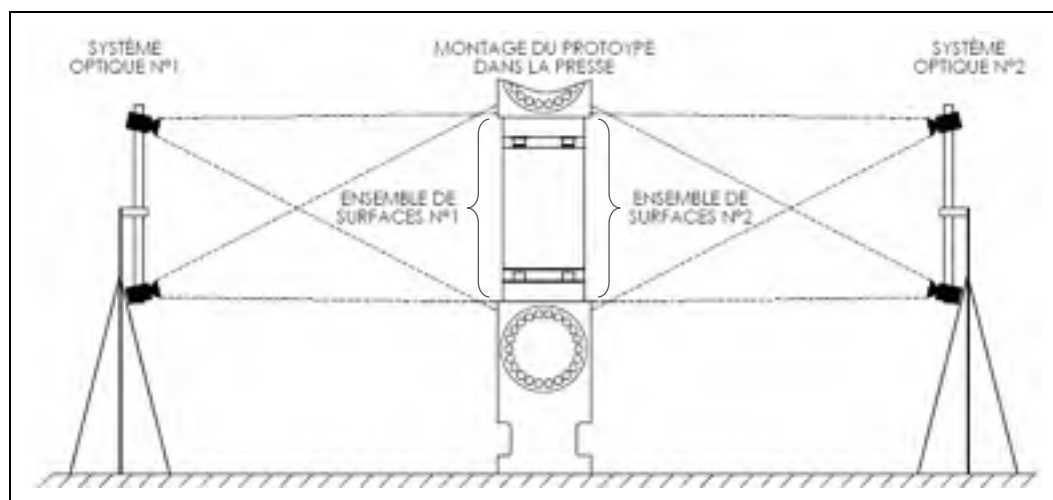


Figure 7.2 Montage des systèmes optiques et ensembles de surfaces surveillés

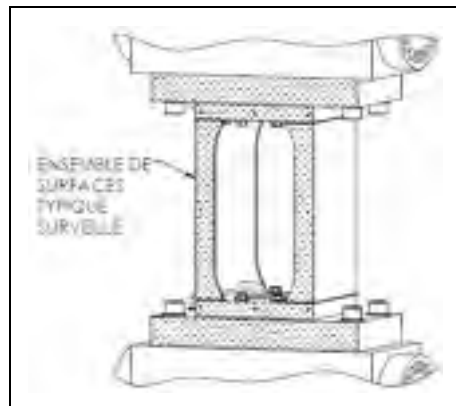


Figure 7.3 Détail de l'ensemble de surfaces typique surveillé

Ces systèmes collectaient des images qui permettaient d'évaluer les déplacements et les déformations des surfaces surveillées lors des essais, et ce, une fois que ces images étaient traitées par un système de corrélation d'image numérique (*DIC*³²) de marque *Vic-3D*. Pour ce faire, les surfaces surveillées ont dû être préalablement préparées de la façon illustrée à la Figure 7.4, soit par l'application d'un mouchetis de forme et de teinte aléatoire sur une fine couche de peinture blanche au fini mât.

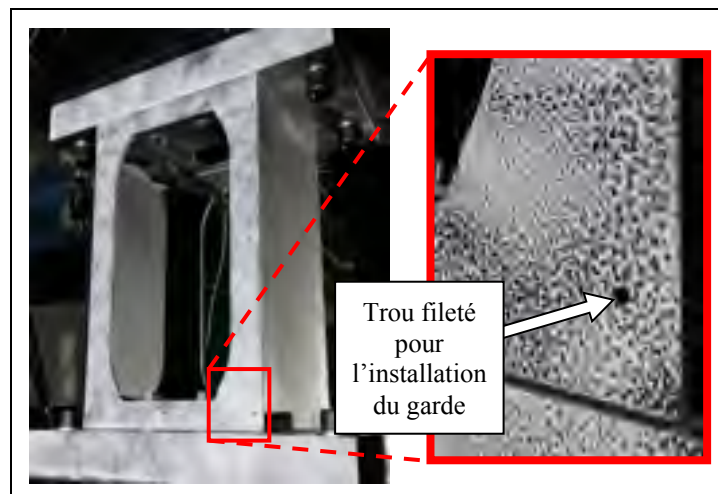


Figure 7.4 Préparation de type mouchetis des surfaces surveillées

³² De l'anglais : *Digital Image Correlation system*

Notons que les gardes normalement installés sur les flancs ouverts du prototype ont dû être retirés afin de permettre une surveillance adéquate des surfaces préparées. En effet, même si ces gardes étaient faits d'acrylique transparent, leur présence aurait créé des reflets importants avec l'éclairage requis pour le bon fonctionnement des systèmes optiques. De tels reflets auraient ainsi rendu le traitement des images impossible sur la majeure partie des surfaces du prototype. De plus, les bandes de caoutchouc présentes sur le pourtour des gardes auraient aussi masqué une partie de ces surfaces préparées.

Un total de sept (7) essais mécaniques a donc été réalisé sur le prototype. Les détails de ces essais sont présentés au Tableau 7.1 où l'on décrit les valeurs des forces déployées par la presse et les chargements simulés associés. Notons que le calcul de ces valeurs est disponible à l'ANNEXE XXIX.

Ces essais se sont déroulés de manière successive dans l'ordre présenté au Tableau 7.1 avec un contrôle de la presse en déplacement constant à 0,01 mm/s. Soulignons que l'ordre des essais a préalablement été établi de façon à soumettre le prototype à des charges de plus en plus susceptibles d'occasionner son endommagement, et ce, afin de soutirer le maximum d'information advenant la déformation plastique ou la rupture du prototype en réponse à l'un de ces essais. De plus, il était raisonnable de poser comme hypothèse de travail qu'à valeurs absolues égales, un chargement en tension était plus susceptible d'endommager les joints soudés et boulonnés qu'un chargement en compression en considérant la configuration de ces joints sur le prototype. C'est entre autres pourquoi chacun des essais en tension était précédé d'un des essais en compression lorsque leurs charges en valeurs absolues étaient relativement similaires.

Tableau 7.1 Chargements simulés et forces associées lors des essais mécaniques

No° essai	Chargement simulé	Détails sur les conditions du chargement	Valeur de la charge déployée par la presse [kN]
1	Essai non destructif en <i>compression</i> pour un chargement typique	Simulation d'une ouverture de vanne lorsque l'actionneur travaille à une pression de 100 psi en considérant les charges de masses sans leur facteur de sécurité	$F_1 = -93,23$
2	Essai non destructif en <i>tension</i> pour un chargement typique	Simulation d'une fermeture de vanne lorsque l'actionneur travaille à une pression de 100 psi en considérant les charges de masses sans leur facteur de sécurité	$F_2 = 89,44$
3	Essai non destructif en <i>compression</i> pour un chargement nominal	Simulation d'une ouverture de vanne lorsque l'actionneur travaille à une pression de 150 psi en considérant les charges de masses sans leur facteur de sécurité	$F_3 = -137,25$
4	Essai non destructif en <i>tension</i> pour un chargement nominal	Simulation d'une fermeture de vanne lorsque l'actionneur travaille à une pression de 150 psi en considérant les charges de masses sans leur facteur de sécurité	$F_4 = 134,16$
5	Essai non destructif en <i>compression</i> pour le chargement maximal de conception	Simulation d'une ouverture de vanne lorsque l'actionneur travaille à une pression de 225 psi en considérant les charges de masses et leur facteur de sécurité	$F_5 = -205,88$
6	Essai non destructif en <i>tension</i> pour le chargement maximal de conception	Simulation d'une fermeture de vanne lorsque l'actionneur travaille à une pression de 225 psi en considérant les charges de masses et leur facteur de sécurité	$F_6 = 201,24$
7	Essai destructif en <i>tension</i> pour le chargement menant à une déformation permanente de la structure et à une possible rupture	Simulation d'une fermeture de vanne lorsque l'actionneur travaille à une pression supérieure à 225 psi en considérant les charges de masses et leur facteur de sécurité	$F_7 \geq 201,24$

Des pauses à position constante formant des paliers de chargement ont aussi entrecoupé ces essais afin de permettre au personnel d'effectuer certaines manipulations. La Figure 7.5 décrit donc le déroulement de ces essais, où on y illustre le déplacement de la partie mobile de la presse à travers le temps, ainsi que les forces atteintes à chacun des paliers.

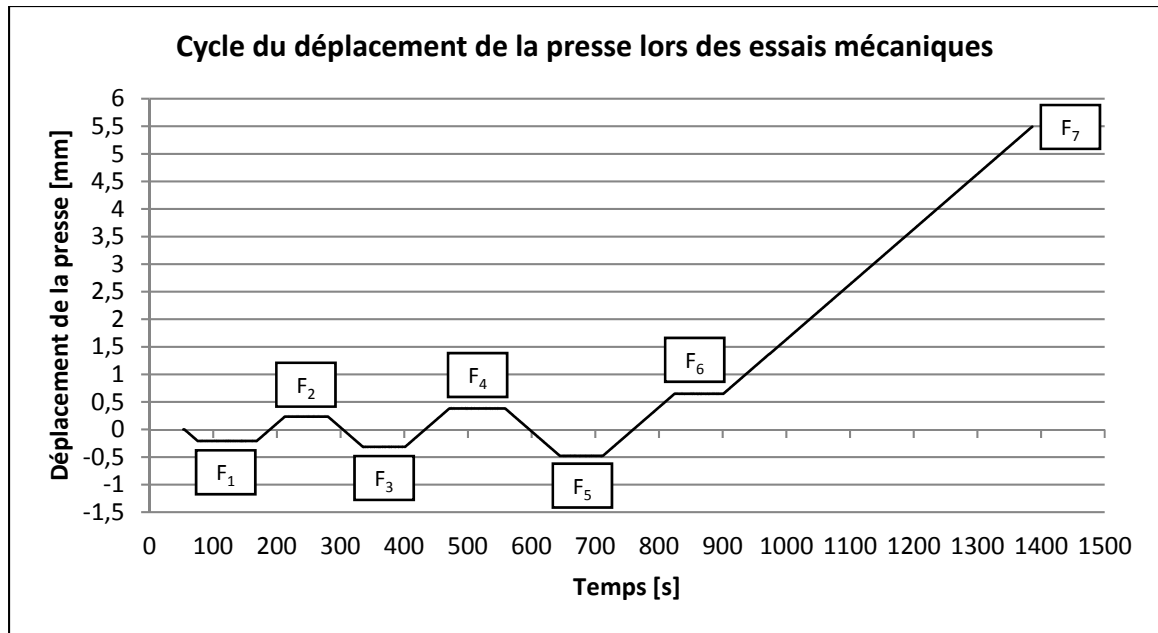


Figure 7.5 Cycle du déplacement de la presse lors des essais mécaniques

Notons que ce type de contrôle a été sélectionné aux dépens d'un contrôle en chargement constant afin de sécuriser la zone de travail. En effet, le personnel présent lors des essais pouvait être amené à observer de plus près le prototype lorsque la presse avait atteint un palier de chargement. De plus, une striction du piédestal ou de ses boulons, ou encore une amorce de fissure sur ces composantes pouvaient occasionner une augmentation des contraintes ressenties à l'atteinte d'un palier, et ce, pour un contrôle en chargement constant. Ainsi, ce dernier type de chargement était à proscrire, car il aurait pu donner lieu à une rupture du prototype ou de ses boulons lorsque le personnel était à proximité.

7.2 Démonstration du piédestal

La démonstration du piédestal s'est effectuée à travers la réalisation du montage nécessaire aux essais mécaniques ainsi qu'à travers l'exécution de ces essais, et ce, dans le but de valider ses deux (2) fonctions principales. La première de ces fonctions, soit permettre le montage des composantes statiques de l'actionneur à celles de la vanne, a été démontrée par le simple montage du prototype au sein la presse. En effet, tel que stipulé à la section précédente, les plaques de montage utilisées lors des essais simulaient les interfaces de

montage de l'actionneur et de la vanne considérées dans cette recherche. Ce montage représentait donc le scénario auquel le piédestal devait être soumis pour valider cette fonction, c'est-à-dire un scénario fictif issu d'une recherche rigoureuse (Johannesson, 2014, p. 133) sur ces interfaces de montage. Ainsi, le fait d'avoir réussi à assembler ces plaques au prototype validait cette première fonction.

La deuxième fonction principale du piédestal qui consistait à résister aux forces de réaction engendrées par l'opération de l'actionneur a plutôt été démontrée par une analyse partielle des essais n°1 à 6. En effet, notons tout d'abord que ces essais simulaient l'application de ces forces de réaction au prototype, et ce, jusqu'à ce que ces forces aient pris les valeurs maximales en tension et en compression pour lesquelles le piédestal avait été conçu. Encore une fois, l'application de ces forces représentait le scénario auquel le piédestal devait être soumis pour valider cette deuxième fonction. Notons que ce scénario fictif était ici préférable à un cas réel, car il permettait de démontrer l'artefact sous des conditions extrêmes (Johannesson, 2014, p. 133) de chargement. De plus, les résultats préliminaires de ces essais ont révélé que le prototype avait résisté mécaniquement à ces forces maximales en ne présentant aucun signe d'endommagement perceptible à l'œil nu. Bien sûr, la résistance mécanique de cette structure a aussi été le sujet d'une évaluation plus méticuleuse. Cette dernière sera entre autres présentée à la section suivante. Toutefois, l'apparente résistance du prototype en réponse à ces essais était à ce stade suffisante pour valider que le piédestal remplissait aussi sa deuxième fonction principale.

7.3 Évaluation du piédestal

L'évaluation du piédestal peut être décrite comme une évaluation *ex ante* artificielle considérant que le prototype ne représentait que partiellement le piédestal développé et que l'évaluation s'était déroulée en laboratoire où l'on simulait certaines conditions de montage et d'opération. Notons qu'une telle approche augmentait les risques de faux positif en comparaison à une évaluation de type *ex post* naturaliste où le prototype devait représenter le produit fini complet et devait être testé par un réel utilisateur dans un vrai système de vanne

automatisée pour répondre à une application réelle. Toutefois, l'évaluation artificielle exposait les participants à un risque beaucoup plus faible et procurait une validité interne très élevée, ce qui permettait d'analyser efficacement le comportement du prototype sous des circonstances d'évaluation idéales, et ce, pour les conditions d'utilisation désirées (Johannesson, 2014, pp. 138-139). De ce fait, une approche artificielle a été préférée à une approche naturaliste dans le cadre de cette évaluation.

En outre, l'évaluation du piédestal s'est essentiellement traduite par l'étude de sa rigidité et de celle de ses boulons à travers l'ensemble des essais mécaniques. En effet, rappelons que les composantes étaient faites d'acier et que leur rigidité s'exprimait par une fonction linéaire lorsque celles-ci ne subissaient que des déformations élastiques. En revanche, un comportement non linéaire de leur rigidité aurait traduit l'apparition de déformations plastiques ou de tous autres phénomènes non linéaires attribuables à l'assemblage des composantes.

Ainsi, cette étude a permis d'identifier les comportements linéaires et non linéaires afin de valider les spécifications techniques présentées au début de ce chapitre et portant sur l'intégrité structurelle du piédestal sous chargements statiques. Pour ce faire, il a fallu déterminer si :

1. Le piédestal subissait des déformations plastiques pour tout chargement statique s'élevant jusqu'aux charges maximales de conception;
2. Les boulons subissaient des déformations plastiques pour tout chargement statique s'élevant jusqu'à la charge maximale de conception en tension;
3. La force de serrage initial des boulons présents sur les interfaces de montage supérieure et inférieure du piédestal était suffisante pour prévenir la séparation de ces joints pour tout chargement statique s'élevant jusqu'à la charge maximale de conception en tension.

De plus, rappelons que la norme API exige que les contraintes mécaniques ne doivent pas excéder 67 % de la limite élastique du matériau constituant le piédestal (en excluant les contraintes de compression d'assemblage) [API, article 7.6.1], et ce, lorsqu'il est soumis aux

charges maximales de conception. Ainsi, pour évaluer ce critère, il a aussi fallu déterminer si le piédestal subissait des déformations plastiques pour la charge calculée à l'équation (7.1), soit la charge pondérée.

$$F_{pondérée} = \frac{F_{conception}}{67\%} = \frac{201 [kN]}{67\%} = 300 [kN] \quad (7.1)$$

Bien sûr, le calcul de cette force ainsi que son lien avec l'absence de déformation plastique étaient ici valides du fait que le piédestal devait demeurer dans sa zone de déformation élastique où une augmentation de la charge se soldait par une augmentation des contraintes ressenties suivant une fonction linéaire. Cette méthode était donc jugée raisonnable pour évaluer ce critère de conception du piédestal. Toutefois, il est connu que les contraintes ressenties par des boulons à un joint sous tension n'obéissaient pas à une fonction linéaire en réponse à une augmentation de la charge, et ce, dû entre autres à leur tension de serrage initial. De ce fait, cette méthode ne pouvait être utilisée pour évaluer ce critère chez les boulons.

Notons en outre que cette force pondérée n'a été appliquée qu'en tension à travers l'essai no°7 afin de ne pas réaliser un autre cycle de compression qui aurait pu affecter la rigidité du montage. En effet, l'application d'une telle force excédait l'intervalle de chargements pour lequel le piédestal avait été conçu. Ceci pouvait donc générer des déformations plastiques où l'on retrouvait déjà des contraintes de compression d'assemblage, modifiant localement les géométries d'appui aux joints et affectant du même coup la rigidité totale du piédestal. Ainsi, aucune force pondérée n'a été appliquée en compression.

La présente évaluation a donc été réalisée par une série de deux (2) analyses, chacune effectuée sur un ensemble de résultats différent. La première, soit une analyse partielle de la rigidité du montage, sera tout d'abord présentée à la prochaine section. Par la suite, une seconde analyse sera exposée, où l'on mettra en évidence les rigidités propres au piédestal et à ses boulons. Ces analyses seront finalement suivies d'une section portant la séparation du

joint boulonné inférieur du piédestal, soit un phénomène ayant été observé lors des essais mécaniques.

7.3.1 Résultats et analyse partielle de la rigidité du montage

Les données fournies par la presse instrumentée ont permis de reconstituer le cycle de chargement de la presse en fonction de son déplacement pour l'ensemble des essais (voir Tableau 7.1). Ce cycle est donc illustré à la Figure 7.6 afin d'en faire une analyse partielle.

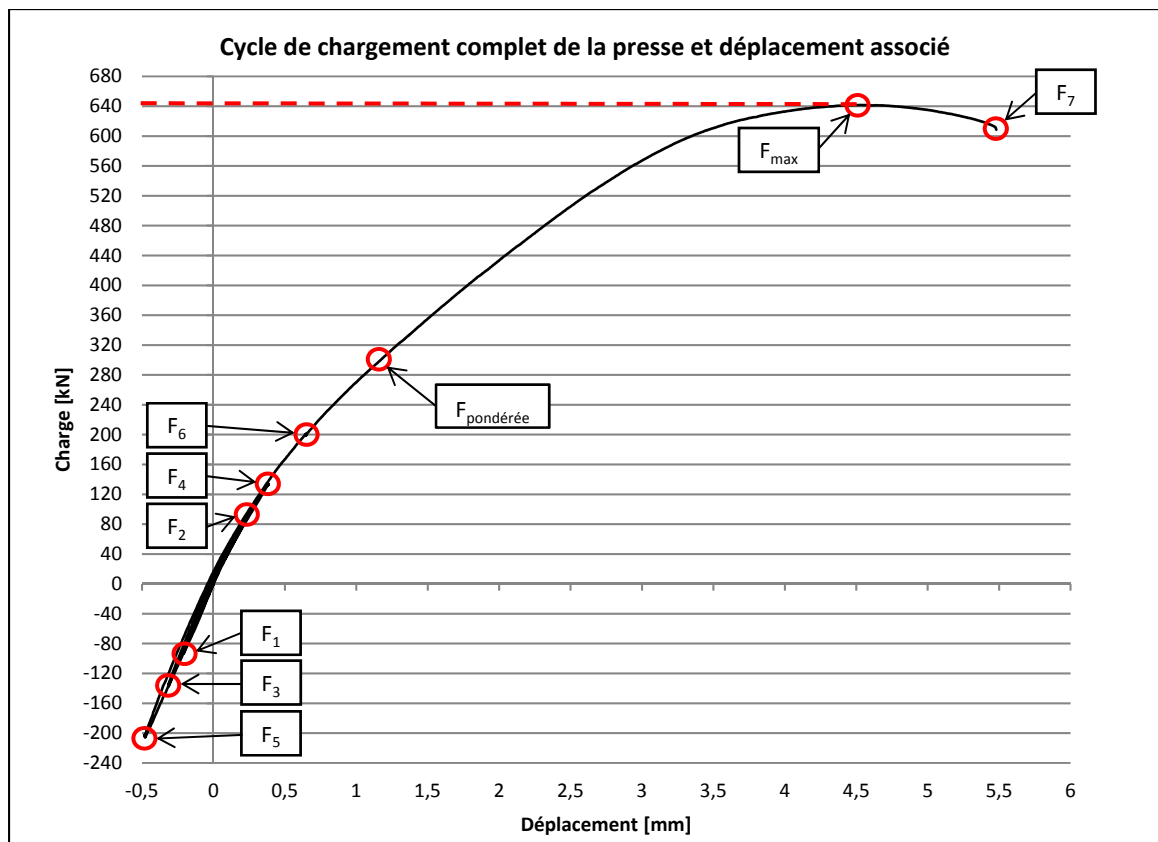


Figure 7.6 Cycle de chargement complet de la presse et déplacement associé

Soulignons tout d'abord que la courbe présentée à ce graphique est tracée en fonction du déplacement total de la presse. De ce fait, elle n'exprime pas directement le comportement du piédestal. En effet, d'autres éléments outre que la déformation du piédestal avaient une incidence sur le déplacement de la presse, tel que la déflexion des plaques de montage, la

déformation des boulons liant ces plaques au prototype ainsi que la déformation élastique des composantes de la presse. Néanmoins, cette courbe pouvait être utilisée pour détecter certains phénomènes non linéaires au sein de l'assemblage du piédestal, des plaques de montage et de leurs joints boulonnés.

On peut donc observer à la Figure 7.6 trois (3) comportements non linéaires distincts qui seront le sujet d'une analyse plus complète à la section suivante, soit :

1. Une légère hystérésis entre les rampes de chargement des essais n°1 à 6;
2. Un changement de pente progressif lorsque la charge atteint des valeurs avoisinant les 160 à 200 kN;
3. Une perte totale de linéarité lorsque la charge dépasse les 540 kN.

Notons aussi que la courbe atteint la valeur maximale de la charge appliquée au prototype lors des essais, soit 642 kN, pour ensuite s'abaisser jusqu'à la dernière valeur enregistrée avant que les quatre (4) boulons liant le prototype à la plaque de montage inférieure ne cèdent simultanément. Le piédestal n'affichait alors aucune déformation plastique ni aucun autre dommage perceptible à l'œil nu. Quant à eux, les boulons avaient été sectionnés sous l'effort de traction (voir Figure 7.7) au niveau de leur premier filet débouchant de la plaque de montage et expulsés de l'assemblage à une vitesse importante. La rupture de ces boulons fera donc aussi partie de la prochaine analyse.



Figure 7.7 Boulons inférieurs sectionnés lors des essais mécaniques

7.3.2 Résultats et analyse des rigidités du piédestal et de ses boulons

Les trois (3) phénomènes non linéaires présentés à la section précédente peuvent plus facilement être interprétés en isolant les portions du déplacement total propres aux déformations du piédestal et de ses boulons. Pour ce faire, des jauges virtuelles de déformation ont entre autres été positionnées sur le modèle de corrélation d'image numérique au cours du post-traitement des données recueillies par les systèmes optiques. Ce modèle ainsi que ces jauges sont illustrés à la Figure 7.8.

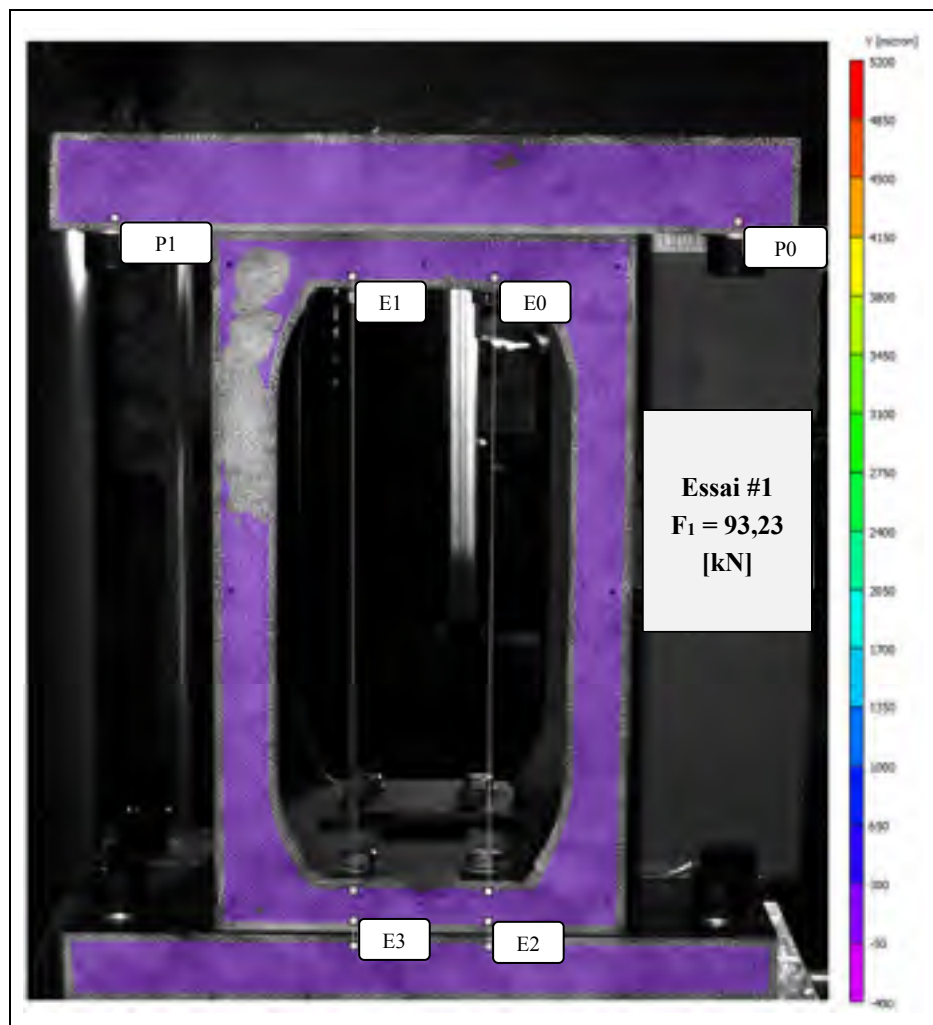


Figure 7.8 Modèle de corrélation d'image numérique

Tout d'abord, on observe sur cette figure une captation en noir et blanc de l'assemblage du prototype et de ses plaques de montage réalisée par la caméra supérieure du système optique n°1 précédemment identifiée à la Figure 7.3 (a). En outre, trois (3) zones colorées distinctes dont une sur chacune des plaques et une autre sur le piédestal représentent la cartographie des déplacements verticaux sur les surfaces surveillées avant la première rampe de chargement. Notons aussi qu'une portion de la zone couvrant la surface du prototype est manquante au niveau de son coin supérieur gauche à cause d'un problème de reflet provoqué par l'emplacement des sources d'éclairage lors des essais. De plus, soulignons que les zones cartographiées ne couvrent pas les surfaces surveillées jusqu'aux arêtes formant leurs périmètres. Ceci est en effet dû aux méthodes de calcul du système de corrélation d'image numérique pour lesquelles il est nécessaire de retrouver autour d'un point donné une surface préparée suffisamment importante afin d'obtenir un résultat en ce point et de l'incorporer à la cartographie. Néanmoins, le modèle était suffisamment complet pour :

1. Positionner les jauges portant les identifiants «E0» et «E1» revoyant approximativement l'allongement du piédestal entre ses surfaces boulonnées intérieures;
2. Positionner les jauges portant les identifiants «E2» et «E3» revoyant approximativement l'allongement des boulons inférieurs;
3. Positionner des points d'inspection portant les identifiants «P0» et «P1» revoyant approximativement le déplacement de la mâchoire mobile de la presse;
4. Obtenir la cartographie des déplacements dans l'axe de la presse exprimant le comportement du prototype et des plaques de montage à travers les différents essais.

Ainsi, ce modèle a permis de générer la cartographie des déplacements verticaux des surfaces surveillées avec une fréquence de rafraîchissement de 2 Hz pour la durée de tous les essais. Soulignons que cette cartographie a permis de concentrer les efforts de recherche sur le comportement du joint boulonné inférieur du prototype, et non sur son joint supérieur. En effet, une analyse préliminaire de cette série de données a révélé que le joint supérieur demeurerait solidaire tout au long des essais, et ce, jusqu'à la charge menant à la rupture des boulons inférieurs. Ce comportement est entre autres illustré à la Figure 7.9 où on présente la cartographie graduée en microdéformation (μm) du prototype à la dernière image enregistrée

avant cette rupture. En effet, celle-ci révélait que l'ensemble du joint supérieur se déplaçait de façon solidaire et sans séparation. Ce comportement faisait toutefois contraste avec le joint inférieur qui révélait une discontinuité au niveau du déplacement de ses membrures, traduisant ainsi la séparation de ce joint.

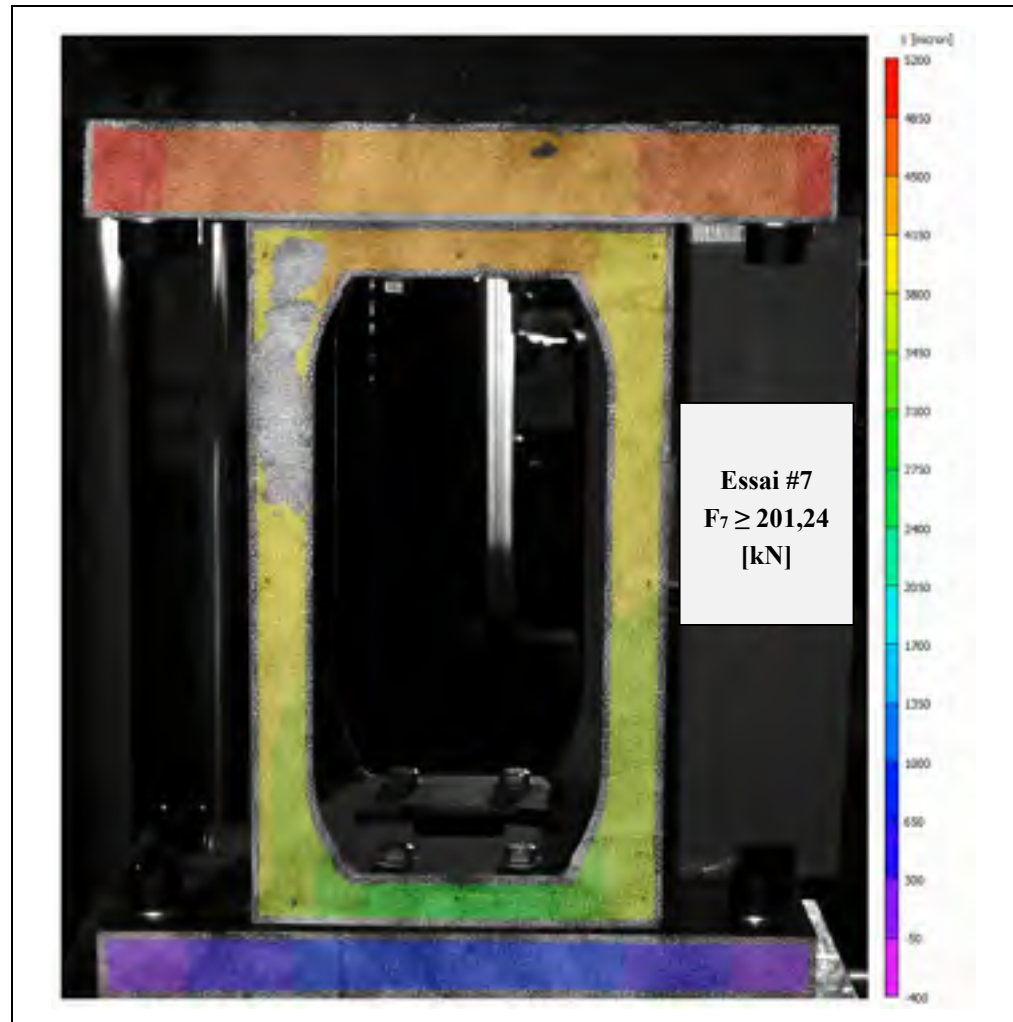


Figure 7.9 Cartographie des déplacements dans l'axe de la presse du prototype et de son montage tout juste avant la rupture des boulons inférieurs

À la suite de cette analyse préliminaire, les résultats relatifs aux jauges virtuelles et aux points d'inspection ont été extraits. Les données de déplacement des points d'inspection «P0» et «P1» ont alors été synchronisées avec celles provenant de la presse instrumentée. Ceci a permis de mettre en relation les mesures relevées par les jauges virtuelles et les

valeurs de la charge déployée par la presse pour l'ensemble des essais. Il était donc possible d'exprimer distinctement la rigidité du piédestal et celle de ses boulons inférieurs pour les différents chargements en opposant la charge appliquée par la presse et leurs allongements, tel qu'illustré à la Figure 7.10. Soulignons toutefois que les données présentées sur ce graphique proviennent uniquement des jauges «E1» et «E3» précédemment identifiées à la Figure 7.8 afin d'alléger l'affichage, considérant que les jauges «E0» et «E2» avaient renvoyé des données pratiquement identiques. Ces dernières demeurent toutefois disponibles à l'ANNEXE XXX. De plus, les données recueillies par le deuxième système optique se sont avérées similaires à celles recueillies par le premier système à la suite d'une analyse préliminaire, ce qui confirmait le comportement symétrique de la structure. La présentation de ces données redondantes a donc été omise.

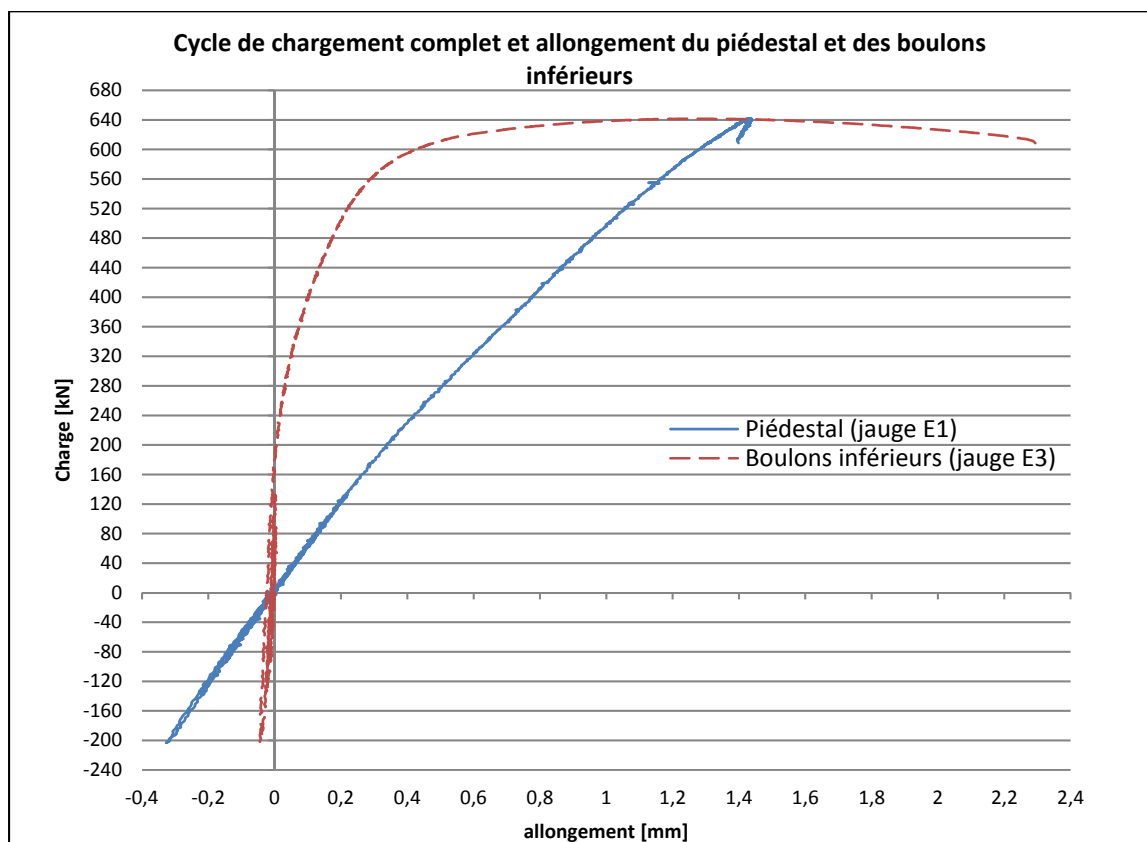


Figure 7.10 Cycle de chargement complet et allongement du piédestal et des boulons inférieurs

Tout d'abord, on peut observer sur ce graphique que la rigidité du piédestal affiche un comportement linéaire sur la majeure partie de son cycle de chargement. De plus, on constate que les trois (3) phénomènes non linéaires précédemment identifiés lors de l'analyse de la Figure 7.6, soit la figure portant sur le cycle de chargement et de déplacement de la presse, ne sont pas attribuables au comportement du piédestal, mais plutôt à celui du joint boulonné inférieur. En effet, le premier phénomène, soit l'hystérésis observée entre -201 et 206 kN, n'apparaît pratiquement qu'au joint boulonné sur ce dernier graphique, où chaque cycle de compression appliqué à l'assemblage de ce joint tend à demander en retour une traction de plus en plus importante pour revenir à un allongement nul.

Le deuxième, soit le changement de pente relevé entre 160 et 200 kN, correspond en fait au changement de rigidité du montage au moment de la séparation du joint boulonné inférieur où l'allongement de ce joint commence à prendre des valeurs positives sur le graphique présenté à la Figure 7.10. Notons toutefois que ce décollement progressif affecte aussi la rigidité du piédestal en modifiant localement les géométries d'appui au joint, ce qui explique le très léger changement de pente de la courbe exprimant la rigidité du piédestal à ces valeurs de charge. Soulignons aussi que cette séparation sera étudiée plus en détail à la prochaine section.

De plus, on observe sur ce dernier graphique la plastification des boulons jusqu'à leur rupture pour des charges allant de 540 à 642 kN, soit des valeurs totalement plausibles considérant que les charges menant aux limites élastique et ultime minimales pour la somme de ces quatre (4) boulons s'élèvent respectivement à 523 et 603 kN selon leurs spécifications. Cette plastification et cette rupture correspondent en outre au troisième phénomène qui exprime la perte totale de linéarité lorsque la charge atteignait le seuil de 540 kN. Notons aussi que la déformation plastique de ces boulons affecte la rigidité du piédestal en modifiant encore une fois les géométries d'appui au joint. De ce fait, on ne peut déterminer si le piédestal se déforme plastiquement pour des charges dépassant les 540 kN. Néanmoins, on peut observer que sa rigidité est toujours marquée par un comportement linéaire à la charge pondérée qui s'élève à 300 kN.

Ainsi, en considérant les résultats de ces analyses et l'approche précédemment décrite à la section 7.3 liant les rigidités aux comportements élastiques et plastiques des matériaux, ou encore à certains phénomènes attribuables à l'assemblage des composantes, on peut conclure que :

1. Le piédestal ne subissait pas de déformation plastique pour tout chargement se situant entre -205 et 300 kN;
2. Les boulons supérieurs et inférieurs ne subissaient pas de déformation plastique pour toute charge en tension s'élevant jusqu'à 201 kN;
3. Le joint boulonné supérieur demeurait solidaire pour toute charge en tension s'élevant jusqu'à 201 kN;
4. Le joint boulonné inférieur amorçait une séparation à des charges en tension avoisinant les 160 à 200 kN.

En réponse à ceci, une analyse portant sur la séparation du joint inférieur sera présentée à la prochaine section. Par la suite, l'ensemble de ces conclusions permettra d'effectuer un retour sur les objectifs de cette évaluation à la section 7.4.

7.3.3 Analyse de la séparation du joint boulonné inférieur

On a observé à la dernière section que la séparation du joint boulonné inférieur était survenue lorsque le piédestal avait été soumis à des charges avoisinant les 160 à 200 kN, soit à des charges inférieures à la charge maximale de conception en tension. De ce fait, la tension initiale de serrage de ces boulons est insuffisante afin de prévenir la séparation de ce joint pour des charges auxquelles le prototype doit résister. L'insuffisance de cette tension pourrait provenir de différentes sources. Ainsi, sans tous les nommer, voici quelques éléments ayant pu y contribuer.

Premièrement, une sous-estimation des longueurs libres des boulons et de leur membrure pourrait expliquer en partie l'insuffisance de cette tension. En effet, soulignons tout d'abord que ces longueurs ont un impact dans le calcul analytique du facteur de sécurité portant sur la

séparation du joint disponible à l'ANNEXE XII. De plus, ajoutons que l'épaisseur des deux (2) rondelles et que la profondeur du premier filet de l'insert installé dans la plaque de montage ont été omises dans l'estimation de ces longueurs, tel qu'illustré à la Figure 7.11 (a). L'incorporation de ces trois (3) dimensions augmenterait donc leurs valeurs (voir Figure 7.11 (b)), ce qui aurait pour effet d'augmenter la tension de serrage requise dans le calcul du joint boulonné afin de conserver le même facteur de sécurité sur la séparation du joint que celui désigné lors de la conception de détail. La valeur de cette tension de serrage initial augmenterait ainsi de 9 %, passant de 57 000 à 62 184 N, tel que calculé à l'ANNEXE XXXI.

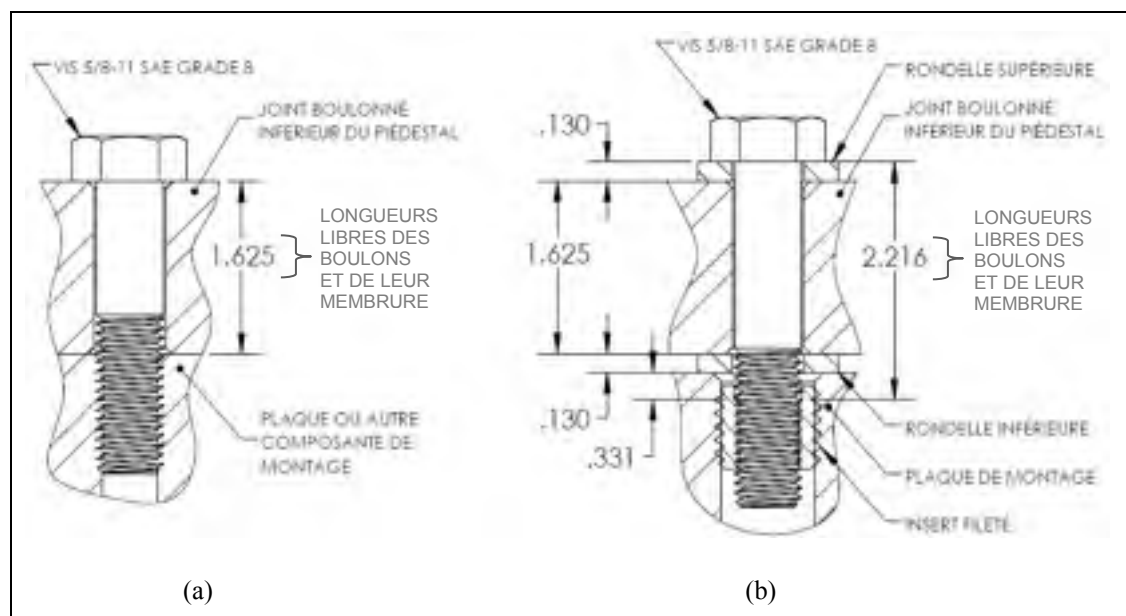


Figure 7.11 Longueurs libres estimées (a) et corrigées (b) des boulons inférieurs et de leur membrane

Deuxièmement, cette insuffisance pourrait aussi provenir des imprécisions liées au calcul du couple de serrage et à sa prise de mesure. En effet, l'usage d'une clé dynamométrique graduée a été la méthode retenue pour appliquer et contrôler la tension initiale des boulons. Toutefois, le contrôle de cette tension passe en réalité par le contrôle du couple de serrage associé, et ce, dû au mode fonctionnement de l'outil de mesure en question. De ce fait, un calcul devait être réalisé au préalable afin de déterminer la valeur du couple de serrage à

appliquer pour obtenir la tension initiale désirée. Ce calcul disponible à l'ANNEXE XII repose cependant sur un bon nombre d'hypothèses portant sur les conditions de frottement des filets et de la tête des boulons. Ainsi, bien que la clé ait été calibrée en respect de la norme ISO 6789³³, présentant une déviation maximale de $\pm 4 \%$ pour l'ordre de grandeur du couple appliqué (ISO, 2003, p. 4), la précision totale du contrôle de la tension initiale par cette méthode n'était que de $\pm 25 \%$ (Oberg, 2008, p. 1433). Il est donc possible que la tension de serrage appliquée initialement n'ait pas correspondu à la valeur calculée lors de la conception de détail, soit 57 000 N, mais plutôt à la valeur minimale que pouvait prendre cette tension en considérant la tolérance de $\pm 25 \%$, c'est-à-dire 42 750 N.

Notons cependant que la valeur de la tension initiale de serrage calculée lors de la conception de détail renvoyait déjà un facteur de sécurité d'environ 2,15 sur la séparation du joint à la charge maximale de conception en tension. De ce fait, même une tension de serrage aussi basse que 42 750 N aurait renvoyé selon les calculs analytiques un facteur de sécurité d'environ 1,48 sur la séparation du joint en considérant les longueurs libres corrigées des boulons et de leur membrure, tel que calculé à l'ANNEXE XXXI. Ainsi, d'autres sources d'erreurs auraient contribué à l'insuffisance de cette tension initiale.

Sans toutefois pouvoir identifier ces autres sources d'erreurs, il est possible d'estimer la valeur à laquelle le couple de serrage doit être augmenté afin de prévenir la séparation du joint inférieur pour tous chargements s'élevant jusqu'à la charge maximale de conception en tension. En effet, rappelons tout d'abord que la tension de serrage des boulons est fonction de leur couple de serrage. De plus, soulignons que la séparation du joint est survenue lorsque le prototype avait été soumis à des charges s'élevant à un minimum 160 kN, renvoyant à ce moment un facteur de sécurité sur la séparation du joint pratiquement égale à 1. Ainsi, en considérant la relation de proportionnalité présentée à l'équation (7.2) (Budynas, 2011, p. 441) liant ce facteur de sécurité $FS_{sép}$ au quotient de la tension initiale de serrage des

³³ Norme ISO 6789:2003 : Outils de manœuvre pour vis et écrous — Outils dynamométriques à commande manuelle — Exigences et méthodes d'essai pour vérifier la conformité de conception, la conformité de qualité et la procédure de réétalonnage

boulons Fi et de la charge appliquée à ces boulons P , on peut calculer la valeur de Fi pour laquelle ce joint aurait présenté un FS_{sep} égal à 1,1 lorsque le piédestal aurait été soumis à la charge maximale de conception en tension. Ce dernier calcul détaillé encore une fois à l'ANNEXE XXXI permet donc d'estimer cette valeur de tension de serrage à 78 858 N ainsi que son couple de serrage associé à 250 N-m.

$$FS_{sep} = \frac{Fi}{P} \frac{1}{(1 - C)} \quad (7.2)$$

Notons aussi qu'à ces valeurs de tension initiale et de couple, la résistance mécanique des boulons n'est pas compromise selon les calculs du joint boulonné disponibles à l'ANNEXE XXXI. En effet, les facteurs de sécurité associés se rapportant à leur résistance mécanique lors du serrage, lors d'un service statique et lors d'un service en fatigue prennent tous des valeurs supérieures à 1, tel que présenté au Tableau 7.2. Ainsi, augmenter le couple de serrage des boulons inférieurs à 250 N-m semblerait être une solution adéquate afin de prévenir leur séparation pour des chargements s'élevant jusqu'à la charge maximale de conception en tension. Ajoutons toutefois qu'il serait nécessaire de procéder à de plus amples essais mécaniques afin de valider ces valeurs avant la commercialisation du piédestal, et ce, considérant la dissemblance entre les résultats des essais expérimentaux et ceux des calculs analytiques initiaux couvrant le facteur de sécurité sur la séparation du joint inférieur.

Tableau 7.2 Consignes d'assemblage modifiées pour le joint boulonné inférieur et facteurs de sécurité associés

Éléments modifiés	Valeur
Force de serrage initial en tension à chaque boulon	78 858 N
Couple de serrage associé à la force de serrage initial	250 N-m
Facteurs de sécurité résultants	Valeur
Facteur de sécurité sur la résistance du boulon lors du serrage initial	1,42
Facteur de sécurité ^a sur la déformation permanente en service statique	1,95
Facteur de sécurité sur la limite d'endurance sous un chargement cyclique	1,16

^a Au-delà du facteur de charge de 1,5 préalablement appliqué aux chargements (voir section 5.1.1)

7.4 Retour sur les objectifs et les résultats de la démonstration et de l'évaluation

La démonstration et l'évaluation du prototype de piédestal avaient pour objectifs de valider ses fonctions principales ainsi que certaines de ses spécifications techniques couvrant son intégrité structurelle. Les dernières sections de ce chapitre ont donc permis d'atteindre ces objectifs par l'analyse des résultats obtenus lors des essais mécaniques. Ainsi, le Tableau 7.3 résume les résultats de ces analyses pour chacun des éléments visés par ce processus de validation.

Ainsi, seule la spécification technique couvrant la solidarité de l'interface inférieure du prototype n'a pu être validée à travers ce processus. En effet, la force de serrage initial des boulons présents à ce joint était insuffisante pour prévenir sa séparation lorsque le piédestal était soumis à des chargements statiques s'élevant jusqu'à la charge maximale de conception en tension. Toutefois, une recommandation a été émise et détaillée à la section 7.3.3 afin de prévenir cette séparation. Cette dernière consiste à augmenter le couple de serrage des boulons inférieurs jusqu'à une certaine valeur déterminée et à valider cette nouvelle valeur par la réalisation d'essais mécaniques. Ainsi, considérant que cette recommandation n'engendrerait qu'un léger changement au niveau de consigne d'assemblage du piédestal, les résultats de cette démonstration et de cette évaluation s'avèrent plutôt concluants.

Tableau 7.3 Résumé des éléments validés lors de la démonstration et de l'évaluation du prototype de piédestal

















Fonctions principales et sous-éléments de validation associés		
Légende :  Validé /  Invalidé		
1	Le piédestal permet le montage des composantes statiques de l'actionneur à celles de la vanne	
1.1	<i>Le piédestal peut être assemblé aux plaques de montage utilisées lors des essais mécaniques simulant les interfaces de l'actionneur et de la vanne considérées dans cette recherche</i>	
2	Le piédestal résiste aux forces de réaction engendrées par l'opération de l'actionneur	
2.1	<i>Le piédestal ne présente aucun signe d'endommagement perceptible à l'œil nu pour tous chargements statiques s'élevant jusqu'aux charges maximales de conception</i>	

Tableau 7.3 (Suite)
















Spécifications techniques et sous-éléments de validation associés		
Légende :  Validé /  Invalidé		
1	Le piédestal ne subit aucun endommagement à des charges statiques (tension-compression) occasionnées par l'actionneur lorsque celui-ci fonctionne à une pression interne de 225 psi	
1.1	<i>Le piédestal ne subit aucune déformation plastique pour tout chargement statique s'élevant jusqu'aux charges maximales de conception</i>	
1.2	<i>Les boulons ne subissent aucune déformation plastique pour tout chargement statique s'élevant jusqu'à la charge maximale de conception en tension</i>	
2	Le piédestal demeure solidaire aux interfaces de l'actionneur et de la vanne à des charges statiques (tension-compression) occasionnées par l'actionneur lorsque celui-ci fonctionne à une pression interne de 225 psi	
2.1	<i>La force de serrage initial des boulons présents sur l'interface supérieure du piédestal est suffisante pour prévenir la séparation de ce joint pour tout chargement statique s'élevant jusqu'à la charge maximale de conception en tension</i>	
2.2	<i>La force de serrage initial des boulons présents sur l'interface inférieure du piédestal est suffisante pour prévenir la séparation de ce joint pour tout chargement statique s'élevant jusqu'à la charge maximale de conception en tension</i>	
3	Le piédestal ne ressent pas de contrainte mécanique (en excluant les contraintes de compression d'assemblage) qui excède 67% de la limite élastique du matériau le constituant, et ce, lorsque soumis à des charges de 1,1 ou plus de fois les forces de poussée et de tiré maximales de l'actionneur.	
3.1	<i>Le piédestal ne subit aucune déformation plastique pour un chargement statique s'élevant jusqu'à la charge pondérée (voir section 7.3)</i>	

7.5 Retour sur le cahier des charges

Dans le but de statuer sur l'état du projet, toutes les spécifications techniques et les contraintes formulées dans le cahier des charges ont été reprises et opposées aux caractéristiques et performances du prototype afin de valider ou d'invalidier le respect de ces exigences. Les Tableaux 7.4 à 7.6 présentent donc les résultats respectifs de cet exercice final pour les spécifications techniques associées aux besoins des clients et du PI, ainsi qu'à celles associées aux contraintes du PI et des normes en vigueur. Ajoutons que certains de ces éléments n'ont pas été détaillés dans ce mémoire, car ils ne découlaient que de tâches courantes d'ingénierie et ne requéraient aucune démarche scientifique pour leur validation. Ces éléments ont donc été identifiés comme tels dans ces tableaux. De plus, sachant que

plusieurs des recommandations émises dans ce travail découleront de cet exercice, ces tableaux renvoient aussi les numéros correspondant aux recommandations associées à ces résultats. Ces recommandations seront ainsi numérotées et détaillées au dernier chapitre de ce mémoire.

Tableau 7.4 Validation des spécifications techniques associées aux besoins des clients et du PI

Spécifications techniques associées aux besoins des clients et du PI				
Légende :  Validé /  Non-validé /  Invalidé				
No°	<i>Le piédestal...</i>	Tâche courante d'ingénierie	État	# Recommandation
1	Ne subit aucun endommagement à des charges statiques (tension-compression) occasionnées par l'actionneur lorsque celui-ci fonctionne à une pression interne de 225 psi			
2	Demeure solidaire aux interfaces de l'actionneur et de la vanne à des charges statiques (tension-compression) occasionnées par l'actionneur lorsque celui-ci fonctionne à une pression interne de 225 psi			1
3	Résiste à plus de 300 000 cycles de chargements occasionnés par l'actionneur lorsque celui-ci fonctionne à une pression interne de 150 psi			2
4	Offre un temps moyen entre pannes ($MTBF_{34}$) de minimum 40 ans			3
5	Est formé de pièces dont le % corrodée des surfaces testées en brouillard salin en respect de la norme ASTM B117 ne dépasse pas 15 % après 1 000 heures d'exposition, et ce, selon certains paramètres d'essais préalablement établis par le PI			
6	Respecte les dimensions acceptables des ouvertures pouvant donner accès à une source de danger en fonction des distances de sécurité séparant ces ouvertures de ces sources de danger selon la CSST, soient des données disponibles à l'ANNEXE II			
7	Offre une fenêtre d'accès aux composantes mobiles du système de montage dont la longueur la plus courte est supérieure ou égale à 6 po			4
8	S'assemble à l'actionneur sans modification majeure de ce dernier, ou seulement par l'ajout de trous de montage sur celui-ci			
9	Présente une interface de montage piédestal/vanne pouvant s'adapter à des vannes conçues pour accueillir un actionneur, mais aussi à des vannes n'ayant initialement été conçues que pour accueillir un système d'activation manuel, et ce, sans modification importante de sa morphologie			5

³⁴ De l'anglais: *Mean Time Between Failures*

Tableau 7.4 (Suite)









Spécifications techniques associées aux besoins des clients et du PI				
Légende :  Validé /  Non-validé /  Invalidé				
No°	<i>Le piédestal...</i>	Tâche courante d'ingénierie	État	# Recommandation
10	Présente une ou plusieurs surfaces planes pouvant être percée(s) en plusieurs endroits sans sacrifier l'intégrité structurelle du piédestal. L'aire totale des surfaces trouées doit pouvoir être supérieure ou égale à 3 po ² et répartie sur une surface minimale de 8 po par 12 po			
11	Présente une surface projetée perpendiculaire à l'axe de travail de l'actionneur dont les dimensions de l'enveloppe carrée ne dépassent pas 1,25 fois les dimensions de l'enveloppe carrée de la surface projetée de l'actionneur perpendiculaire son axe de travail			
12	Obtient un score de plus de 75 % sur l'appréciation de son allure de robustesse par le personnel qualifié et concerné du PI			

Tableau 7.5 Validation des spécifications techniques associées aux contraintes du PI













Spécifications techniques associées aux contraintes du PI				
Légende :  Validé /  Non-validé /  Invalidé				
No°	<i>Le piédestal...</i>	Tâche courante d'ingénierie	État	# Recommandation
1	Présente une surface plane verticale d'une largeur minimale de 1 po et d'une hauteur couvrant la course totale de l'actionneur et de son accouplement			
2	Présente une surface plane verticale d'une largeur minimale de 2 po et d'une hauteur couvrant la course totale de l'actionneur et de son accouplement. Les normales tracées à partir de cette surface doivent être coïncidentes avec la tige de l'actionneur. Cette surface peut être usinée en partie à concurrence de 3 po ² d'enlèvement de matière sans sacrifier l'intégrité structurelle du piédestal			
3	Présente des surfaces planes, dégagées et perpendiculaires à l'axe de motion de l'accouplement sur lesquelles ce dernier peut venir en contact afin d'arrêter le mouvement des parties mobiles de l'actionneur et de la vanne			
4	Se fabrique à l'aide d'opérations d'usinage et d'assemblage se comptant parmi la coupe à la scie horizontale à ruban, le tournage trois (3) axes, le fraisage quatre (4) axes, le perçage à colonne verticale, le meulage manuel, le boulonnage et le soudage de type GMAW			
5	Renvoie un prix de vente d'au moins 20 % inférieur au prix de vente proposé par un compétiteur typique offrant un produit similaire au présent piédestal			

Tableau 7.6 Validation des contraintes des normes en vigueur





























Contraintes des normes en vigueur				
Légende :  Validé /  Non-validé /  Invalidé				
No°	<i>Le piédestal...</i>	Tâche courante d'ingénierie	État	# Recommandation
1	Est conçu pour transmettre toutes les charges de l'actionneur à la vanne et réagir à celles-ci, incluant des charges de 1,1 ou plus de fois les forces de poussée et de tiré maximales de l'actionneur			
2	Ne ressent pas de contrainte mécanique (en excluant les contraintes de compression d'assemblage) qui excède 67 % de la limite élastique du matériau le constituant, et ce, lorsque soumis à des charges de 1,1 ou plus de fois les forces de poussée et de tiré maximales de l'actionneur			
3	Ne ressent pas de contrainte de compression d'assemblage qui excède la limite élastique du matériau le constituant lorsque la compression s'exerce sur l'entièreté de la surface, et ce, lorsque soumis à la charge maximale de conception			6
4	Ne ressent pas de contrainte de compression d'assemblage qui excède 1,5 fois la limite élastique du matériau le constituant lorsque la distance jusqu'à une arrête libre est plus grande que la distance sur laquelle la compression s'exerce, et ce, lorsque soumis à la charge maximale de conception			6
5	Est exempt de boulons sujets à des forces de cisaillement			
6	Présente une conception et un tolérancement assurant le parallélisme des surfaces de montage (objectif : parallélisme de .100 po)			
7	Présente une conception et un tolérancement assurant la concentricité des patrons de trous de boulons utiles à la fixation de l'actionneur et de la vanne (objectif : concentricité d'un diamètre de .100 po)			
8	Présente une conception et un tolérancement assurant l'enlèvement des patrons de trous de boulons, de la tige de la valve, de l'accouplement et de la tige de l'actionneur (objectif : localisation d'un diamètre de .125 po)			7
9	Est issu d'une conception prenant en considération les chargements externes provenant des effets environnementaux			
10	Est issu d'une conception prenant en considération les pointes de pression, si spécifiées			
11	Est issu d'une conception prenant en considération la fréquence du cycle de chargement			
12	Est issu d'une conception prenant en considération la vitesse d'opération			8
13	Peut se fixer à l'actionneur, qui lui doit respecter les patrons de trous de montage décrits par les normes ISO 5210 et ISO 5211, sauf indication contraire			

Tableau 7.6 (Suite)

Contraintes des normes en vigueur				
Légende :  Validé /  Non-validé /  Invalidé				
No°	Le piédestal...	Tâche courante d'ingénierie	État	# Recommandation
14	Comporte des soudures (si soudé) réalisées en respect de la norme AWS ou une norme équivalente. En outre, les soudures réalisées en respect des normes ISO 15607, ISO 15609 (toutes les parties), ISO 1561-1 ou ASME BPVC Section IX forment des alternatives acceptables			

Ainsi, en regard à l'ensemble de ces résultats, on peut conclure que le piédestal développé dans cette recherche respecte la grande majorité des exigences énoncées dans le cahier des charges. En effet, seule la spécification technique couvrant la solidarité des interfaces de montage du piédestal au Tableau 7.4 a été invalidée. Toutefois, cet élément a déjà été étudié à la section 7.3.3 et une recommandation facilement réalisable y a été émise afin de permettre la validation de cette spécification. Celle-ci sera entre autres rappelée et identifiée avec son numéro au chapitre portant sur les recommandations.

De plus, notons que certains éléments n'ont pu être validés dans le cadre de ce mémoire, sans pour autant être invalidés. En effet, les méthodes utilisées et le temps alloué aux essais mécaniques et au traitement de leurs données n'ont pas permis d'étudier par exemple le comportement en fatigue du piédestal ou encore les contraintes de compression d'assemblage. De ce fait, les spécifications techniques et les contraintes se rapportant à ces phénomènes sont demeurées non-validées et identifiées comme telles aux tableaux précédents. Ajoutons toutefois que certaines recommandations seront présentées au dernier chapitre de ce mémoire afin de permettre la validation de ces éléments dans les travaux qui donneront suite à ce projet.

CONCLUSION

L'industrie pipelinière en Amérique du Nord représente un marché très intéressant pour tout fournisseur d'équipements capables de répondre à ses besoins. C'est pourquoi le PI de ce projet de recherche, spécialisé dans l'actionnement de vannes, s'est intéressé au secteur du transport de pétrole et de gaz naturel au Canada et aux États-Unis. Ce fabricant d'actionneurs pneumatiques devra toutefois ajouter une composante additionnelle à ses produits, soit le piédestal, afin de percer ce marché et d'offrir une solution d'actionnement clé en main des vannes installées sur les pipelines. Seulement, le PI ne possédait pas jusqu'à maintenant l'expertise nécessaire au développement d'un piédestal respectant les exigences du marché visé. De ce fait, un partenariat entre le PI et l'École de technologie supérieure a été formé pour répondre à ce problème dans le cadre d'un projet de maîtrise.

L'objectif principal de ce mémoire était donc de concevoir et de valider l'intégrité structurelle d'un prototype de piédestal dédié au secteur du transport de pétrole et de gaz naturel au Canada et aux États-Unis. Une hypothèse de travail avait alors été posée, soit que le soudage à l'arc sous protection gazeuse était un procédé adéquat pour assembler la structure formant le piédestal. Ce projet a donc suivi une démarche complète de la science de la conception dont une des premières étapes s'est traduite par la rédaction du cahier des charges. Celui-ci comprenait dix-sept (17) spécifications techniques basées sur les besoins et contraintes du PI et quatorze (14) contraintes de conception issues des normes régissant le marché visé. Deux (2) d'entre elles, soit les normes ANSI/API Standard 6DX et AWS D1.1/D1.1M ont d'ailleurs fortement guidé la conception du piédestal et l'élaboration de son mode opératoire de soudage. Les travaux de recherche qui ont suivi la rédaction de ce cahier ont ensuite été menés dans les installations des deux (2) partenaires, ainsi que dans le laboratoire de structures de l'École Polytechnique de Montréal et chez certains fournisseurs locaux de services de fabrication et d'inspection.

Les résultats obtenus au cours du développement, de la démonstration et de l'évaluation du piédestal et de son mode opératoire de soudage ont permis de déterminer que le prototype de piédestal développé dans cette recherche respectait la quasi-totalité des exigences émises dans le cahier des charges, tel que celles portant sur son intégrité structurelle. Ce prototype, incarnant la solution finale proposée dans ce projet, se décrivait alors comme une construction d'acier soudée composée d'une plaque supérieure et d'une autre inférieure dédiées respectivement au montage de l'actionneur et de la vanne. Ces plaques usinées étaient liées entre elles par deux (2) profilés en «C» partiellement usinés, formant une structure soudée pouvant être assemblée au besoin à des piliers de montage afin de permettre son installation à des vannes de morphologies diverses.

Seule la spécification portant sur la solidarité des interfaces de montage du piédestal a été invalidée dû à une séparation prématurée du joint boulonné inférieur du piédestal lors des essais mécaniques. Une recommandation ne consistant qu'à augmenter le couple de serrage des boulons inférieurs jusqu'à une certaine valeur a toutefois été émise afin de pouvoir valider ultérieurement cette exigence. Celle-ci, ainsi que toutes les autres recommandations générées dans cette recherche seront d'ailleurs présentées et détaillées au prochain chapitre.

Bien sûr, ce travail a aussi présenté quelques limites. Certaines d'entre elles concernaient l'adaptabilité du piédestal à des morphologies de vannes encore indéterminées par le PI, et d'autres provenaient plutôt des modèles expérimentaux utilisés lors des essais de soudage, soit des modèles qui ne pouvaient ressembler en tout point à la structure soudée formant le piédestal. De plus, le comportement en fatigue du prototype et les contraintes de compression d'assemblage n'ont pu être étudiés dans cette recherche dû aux méthodes utilisées et au temps alloué aux essais mécaniques. Néanmoins, les résultats finaux obtenus lors du retour sur le cahier des charges et couvrant les performances du piédestal nous ont permis de conclure que sa conception ainsi que son mode opératoire de soudage étaient somme toute un succès. La poursuite des travaux de recherche suivant les recommandations émises dans ce mémoire permettrait donc au PI de finaliser le développement du piédestal et de procéder à son éventuelle commercialisation.

RECOMMANDATIONS

Avant de procéder à la commercialisation du piédestal conçu dans cette recherche, il est conseillé que le PI finalise son développement en tenant compte des recommandations présentées ci-dessous. De plus, il est à noter que le suivi de ces recommandations, à l'exception de la recommandation n°9 qui repose sur le texte d'une norme, ne forme en aucun cas une obligation pour l'entreprise. Toutefois, leur respect aiderait le PI à assurer la qualité du produit en respect de son cahier des charges. Ainsi, les recommandations émises par l'auteur de ce mémoire vont comme suit :

1. Augmenter le couple de serrage initial des boulons présents sur l'interface inférieure du piédestal à 250°N-m pour prévenir la séparation du joint lorsque le piédestal est soumis à la charge maximale de conception en tension (201,23 kN) et procéder de nouveau à un essai mécanique de tension statique s'élevant jusqu'à cette dernière charge afin de valider cette nouvelle valeur de couple (voir section 7.3.3);
2. Réaliser un essai mécanique en fatigue suivant le chargement cyclique simplifié (de -134,16 kN à 134,16 kN, voir section 4.3.2) et étudier le comportement du piédestal pour déterminer à partir de combien de cycle celui-ci subit des dommages liés à la fatigue;
3. Effectuer une étude plus rigoureuse sur l'éventuelle utilisation du piédestal par les clients potentiels afin de déterminer le nombre de cycles d'opération annuel auquel le produit devra résister et comparer ces résultats à ceux obtenus lors de l'essai mécanique en fatigue présenté à la recommandation précédente;
4. Vérifier si la cible décrivant la fenêtre d'accès minimale aux composantes mobiles du système de montage, soit une fenêtre dont la longueur la plus courte est supérieure ou égale à 6 po, offre un accès de travail suffisamment grand pour procéder à l'installation et la maintenance de ces composantes mobiles;
5. Poursuivre l'étude portant sur l'interface de montage piédestal/vanne auprès des clients potentiels et acquérir plus de données concernant la morphologie et les dimensions des surfaces de montages des vannes auxquelles le piédestal doit s'assembler afin de valider

que celui-ci s'adapte bien à la majorité de ces vannes sans changement morphologique important de sa part;

6. Réaliser une analyse post-traitement avec le logiciel *Vic-3D* des données recueillies par les systèmes optiques lors des essais mécaniques afin de valider le modèle d'AMEF et d'ainsi valider les valeurs des contraintes y étant mesurées aux zones de compression d'assemblage;
7. Réaliser un assemblage complet comprenant un actionneur conçu et fabriqué par le PI, le piédestal et une vanne fournie par un client potentiel afin de valider de façon expérimentale l'alignement de la tige de l'actionneur et de celle de la vanne;
8. Considérer une approche énergétique comprenant la dynamique de l'assemblage et la ténacité des matériaux dans les calculs analytiques de conception et dans le modèle d'AMEF du piédestal pour des applications où l'actionnement de la vanne se fait à de très grandes vitesses et où l'on observe des impacts significatifs lors de sa fermeture ou de son ouverture;
9. Réaliser un traitement thermique post-soudage sur le piédestal si le client exige que le produit se conforme aux normes NACE MR0175 et MR0103 afin qu'on ne puisse relever en aucun endroit sur la structure et ses joints soudés une dureté dépassant les 22 HRC (voir sections 5.1.5 et 6.2.3);
10. Concevoir un gabarit de soudage ajustable pouvant convenir à différentes hauteurs de piédestal et à différents patrons de trous aux interfaces de montage, et ce, tout en permettant un soudage complet et dégagé des joints intérieurs;
11. À la suite du soudage par pointage du piédestal, débiter le soudage structurel par la réalisation des joints intérieurs (ce qui est rendu possible par l'utilisation du gabarit conçu selon la recommandation précédente), puis procéder au soudage des joints extérieurs. Cette séquence permettra d'éliminer l'étape où l'on soudait l'extérieur des semelles des profilés avant de procéder au soudage intérieur. Rappelons que cette étape avait pour but de rigidifier la structure avant de retirer le gabarit de soudage qui rendait impossible la réalisation des joints intérieurs (voir section 5.2);
12. Maintenir les contrôles magnétoscopiques et radiographiques sur la totalité des joints soudés pour les prochains prototypes de piédestal afin de valider la répétabilité des

résultats de joints obtenus en respect du mode opératoire de soudage final (voir section 6.3) développé dans cette recherche;

13. Dans le cas où d'autres essais mécaniques seraient réalisés en conjonction avec le logiciel *Vic-3D*, effectuer un test de post-traitement d'un ensemble de données recueillies par le ou les système(s) optique(s) pour le montage utile aux essais mécaniques, et ce, avant même de débiter ces essais. Cette pratique permettra de déterminer s'il est nécessaire de modifier l'intensité ou l'emplacement des sources d'éclairage afin de prévenir tout reflet capable de compromettre le traitement des données relevées sur une portion des surfaces contrôlées, tel qu'observé lors des essais réalisés dans cette recherche (voir section 7.3.2).

ANNEXE I

INTRODUCTION AU GMAW

Le soudage à l'arc sous protection gazeuse (*GMAW*³⁵) est un procédé d'assemblage permanent se caractérisant par la formation d'un arc électrique entre deux électrodes. Le courant électrique est conduit d'un fil-électrode à la pièce à travailler (ou inversement) à travers un gaz chaud et ionisé nommé plasma. Le courant et la diminution du potentiel électrique engendré par ce phénomène déterminent la quantité d'énergie relâchée sous forme de chaleur (Klas, 2012, p. 31). Celle-ci provoque la fonte de l'électrode et une fusion locale du métal de base à travailler, ce qui permet le mélange des métaux à l'état liquide. Cette zone de fusion stationnaire ou mouvante est appelée bain de fusion. L'arrêt ou le déplacement de l'arc permettra une solidification des métaux fondus en amont du bain de fusion dû au refroidissement local, créant le joint de soudure. Ce phénomène de fusion locale et de solidification est représenté à la Figure-A I-1. On y illustre aussi l'embout du pistolet de soudage utile au procédé GMAW. Celui-ci procure un apport local et continu en gaz de protection et en fil-électrode servant de métal d'apport.

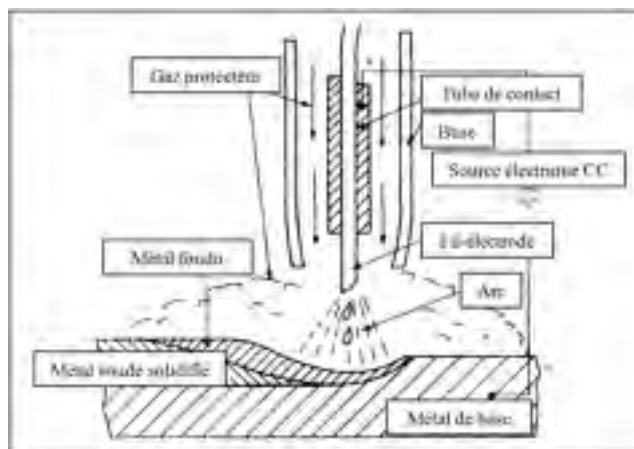


Figure-A I-1 Illustration du bain de fusion du procédé GMAW
Adaptée de Messler *et al.* (2004, p. 317)

³⁵ De l'anglais : *Gas Metal Arc Welding*

Cet apport en fil-électrode et en gaz de protection est rendu possible grâce au montage particulier et distinctif du procédé GMAW illustré à la Figure-A I-2. Un système automatique d'alimentation déroule un fil-électrode et le fait cheminer à travers le boyau qui le raccorde au pistolet de soudage. Ce système est entre autres connecté à une bonbonne de gaz de protection et à une source de puissance électrique. Ainsi, il transmet aussi le gaz et le courant électrique au pistolet de soudage. Ce montage procurant une alimentation en fil-électrode à vitesse constante caractérise le procédé de GMAW à l'étude dans cette recherche, sans regard au type de montage muni d'un contrôleur ajustant la vitesse du fil-électrode pour obtenir une tension d'arc constante.

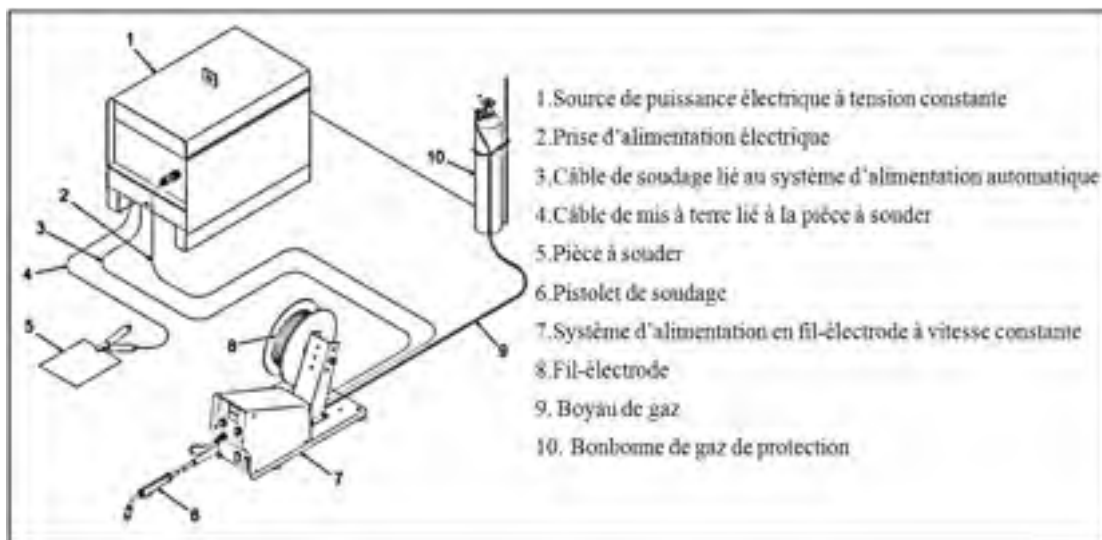


Figure-A I-2 Montage typique du procédé GMAW avec un système d'alimentation en fil-électrode à vitesse constante

Adaptée de Miller (2012, p. 6)

L'usage de ce procédé permet de réaliser des joints soudés dont l'allure typique est illustrée à la Figure-A I-3, où l'on présente une section transversale d'un cordon de soudure pratiqué sur un joint de type bout à bout. On identifie aussi sur cette figure certains éléments clés caractérisant un joint soudé typique. Ainsi, afin de fournir aux lecteurs néophytes le vocabulaire nécessaire à la compréhension des notions exposées dans ce mémoire, ces éléments sont repris et brièvement détaillés au Tableau-A I-1.

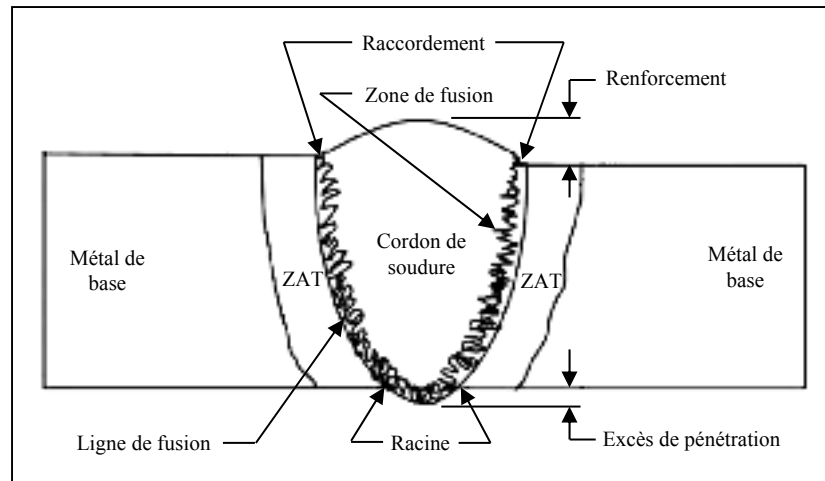


Figure-A I-3 Représentation simplifiée d'une section transversale d'un joint soudé typique
Adaptée de Hughes (2009, p. 22)

Tableau-A I-1 Éléments de base caractérisant un joint soudé typique
Adaptée de Hughes (2009, pp. 22-23)

Élément	Courte description
Métal de base	Portion des pièces à souder non fondue et pratiquement non affectée par l'apport en chaleur lors du soudage.
ZAT (Zone Affectée Thermiquement)	Portion des pièces à souder non fondue, mais affectée par l'apport en chaleur lors du soudage, ce qui engendre un changement notable de la microstructure locale.
Ligne de fusion	Ligne à partir de laquelle la fusion prend place. Elle délimite le métal fondu du métal non fondu lors du soudage.
Zone de fusion	Zone où on retrouve à la fois du métal de base et du métal d'apport fondus, soit un mélange qui finit par se solidifier.
Cordon de soudure	Zone où on ne retrouve pratiquement que du métal d'apport.
Raccordement	Jonction à la surface (du côté où on effectue le travail) entre le cordon de soudure et le métal de base (ou la ZAT).
Renforcement	Surépaisseur du cordon de soudure (du côté où on effectue le travail) par rapport à la surface du métal de base (ou de la ZAT).
Racine	Jonction à la surface (à l'endos du côté où on effectue le travail) entre le cordon de soudure et le métal de base (ou la ZAT).
Excès de pénétration	Surépaisseur du cordon de soudure au niveau de la racine du joint par rapport à la surface du métal de base (ou de la ZAT).

ANNEXE II

OUVERTURES MAXIMALES DES ACCÈS MENANT À UN DANGER EN FONCTION DES DISTANCES DE SÉCURITÉ

Le tableau 5-3 permet de déterminer :

- l'ouverture maximale acceptable (forme et dimensions) en fonction de la distance de sécurité « **ds** » choisie ;
- la distance de sécurité « **ds** » en fonction de l'ouverture existante (forme et dimensions).

TABLOU 5-3 : OUVERTURE MAXIMALE EN FONCTION DE LA DISTANCE DE SÉCURITÉ « ds »

Ouverture en forme de fente ou de rainure (tiré de la norme CSA Z432-04 [21])			
Distance de sécurité « ds » (mm)	Ouverture maximale possible (mm)	Ouverture (mm)	Distance de sécurité « ds » minimale (mm)
Moins de 13	S, O,*	De 0 à 6	≥ 13
De 13 à 63,9	6	De 6,1 à 11	≥ 64
De 64 à 88,9	11	De 11,1 à 16	≥ 89
De 89 à 165,9	16	De 16,1 à 32	≥ 166
De 166 à 444,9	32	De 32,1 à 49	≥ 445
De 445 à 914,9	49	De 49,1 à 132**	≥ 915
≥ 915	132**		

Ouverture de forme carrée (tiré de la norme CSA Z432-04 [21])			
Distance de sécurité « ds » (mm)	Ouverture maximale possible (mm)	Ouverture (mm)	Distance de sécurité « ds » minimale (mm)
Moins de 13	S, O,*	De 0 à 6	≥ 13
De 13 à 47,9	6	De 6,1 à 11	≥ 48
De 48 à 65,9	11	De 11,1 à 16	≥ 66
De 66 à 165,9	16	De 16,1 à 32	≥ 166
De 166 à 444,9	32	De 32,1 à 49	≥ 445
De 445 à 914,9	49	De 49,1 à 132**	≥ 915
≥ 915	132**		

Ouverture en forme de cercle (tiré de la norme ISO 13852:1996 [19])			
Distance de sécurité « ds » (mm)	Ouverture maximale possible (mm)	Ouverture (mm)	Distance de sécurité « ds » minimale (mm)
Moins de 2	0	0 à 4	≥ 2
De 2 à 4,9	4	4,1 à 8	≥ 5
De 5 à 19,9	8	8,1 à 10	≥ 20
De 20 à 79,9	10	10,1 à 12	≥ 80
De 80 à 119,9	12	12,1 à 40	≥ 120
De 120 à 849,9	40	40,1 à 120***	≥ 850
≥ 850	120***		

* Le protecteur doit être situé à plus de 13 mm du périmètre dangereux.

** La taille maximale des ouvertures en forme de fente et de forme carrée est de 132 mm.

*** La taille maximale des ouvertures en forme de cercle ou irrégulière est de 120 mm.

Note : La norme CSA Z432-04 ne traite pas le cas des ouvertures rondes ou irrégulières, d'où la référence à la norme ISO 13852:1996. Cependant, il convient de noter que ces deux normes comportent des valeurs limites différentes.

Figure-A II-1 Ouvertures maximales en fonction des distances de sécurité
Tirée de Giraud (2008, p. 39)

ANNEXE III





MATRICES DE FILTRAGE ET SÉLECTION DES SOLUTIONS GÉNÉRÉES

Cette annexe présente les détails concernant les matrices de filtrage et le processus de sélection des solutions générées lors de la conception préliminaire du piédestal et de ses composantes. Les caractéristiques évaluées dans ces matrices et la pondération associée ont été établies par le groupe de discussion en considérant les besoins énoncés dans le cahier des charges et les prédispositions des solutions générées. Seuls les besoins pouvant être approximativement évalués au stade d'une conception préliminaire ont été considérés pour ces caractéristiques. De plus, toutes les caractéristiques pour lesquelles les performances des solutions générées étaient similaires ont été retirées afin d'alléger le filtrage.

Tel que spécifié à la section 4.1, l'ensemble de ce processus de génération d'idées et de sélection a été fractionné en deux (2) parties dans le cadre d'une analyse morphologique du piédestal. La structure de cette analyse a été préalablement établie par le chercheur affecté à ce projet. La première partie portait donc sur la conception de la structure formant le corps du piédestal. La seconde, quant à elle, couvrait la conception de l'interface de montage liant le piédestal à la vanne à actionner.

Le Tableau-A III-1 représente donc la matrice de filtrage utilisée lors du processus de sélection des concepts de structures formant le corps du piédestal. On y illustre quatre (4) solutions proposées ayant pour différence le type de profilé assurant la jonction des interfaces supérieure et inférieure du piédestal. La solution nommée «Plaques» sert de référence et renvoie un score nul à toutes les caractéristiques, tandis que les scores des autres solutions pouvaient varier entre les entiers de -2 à 2 inclusivement.

Tableau-A III-1 Matrice de filtrage des concepts de structures formant le corps du piédestal


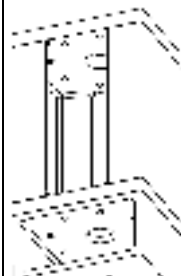

No°	Caractéristique	Pondé- ration [%]	Plaques	Profilés en «L»	Profilés en «C»	Cornières
						
1	Accès de travail pour l'installation et la maintenance des composants mobiles	30	0	-2	-1	+1
2	Surfaces pouvant être usinées afin d'y fixer des capteurs de fin de course et autres éléments d'automatisation	30	0	+1	+1	-2
3	Performance du type de morphologie en flambage	30	0	+2	+2	+2
4	Simplicité et rapidité d'exécution de la totalité des opérations de soudage	10	0	-2	-2	-1
Scores totaux pondérés		100	0	10	40	20

Selon les scores attribués par le groupe de discussion, la solution gagnante fût la structure dont les flancs sont formés de profilés en «C» avec un score relatif pondéré de 40. Notons que la pondération associée à chacune des caractéristiques a été établie par un commun accord du groupe de discussion avant l'attribution des scores.

Le Tableau-A III-2 représente quant à lui la matrice de filtrage utilisée lors de la sélection du concept d'interface liant le piédestal à la vanne. Les caractéristiques et les pondérations ont été établies de la même façon que vue précédemment à la suite d'une étude partielle de la morphologie des vannes à actionner. Les trois (3) solutions générées illustrées dans cette matrice ont donc été évaluées par le groupe de discussion en utilisant un score binaire (0 ou 1) pour chacune des caractéristiques. Cette approche visait à évaluer si les solutions satisfaisaient ou ne satisfaisaient pas chacune des caractéristiques. Ainsi, la solution s'étant

démarquée lors de cet exercice de filtrage fût celle offrant des piliers de montage en option avec un score relatif pondéré de 100.

Tableau-A III-2 Matrice de filtrage des concepts d'interfaces liant le piédestal à la vanne

No°	Caractéristique	Pondération [%]	Interface simple sans option	Support de dégagement en option	Piliers de montage en option
					
1	Peut s'assembler à l'arcade de la vanne lorsque celle-ci est spécialement conçue pour accueillir un actionneur	35	1	1	1
2	Peut s'assembler au joint boulonné présent à l'interface de l'arcade et du chapeau de la vanne	25	0	1	1
3	Peut s'assembler au joint boulonné présent à l'interface du chapeau et du corps de la vanne	40	0	0	1
Scores totaux pondérés		100	35	60	100

ANNEXE IV

MODES DE MONTAGE DU PIÉDESTAL À LA VANNE

Tel que spécifié à la section 4.2, il est très fréquent que les vannes à actionner ne présentent pas de surface plane et dégagée conçue pour accueillir l'actionneur. En effet, de nombreuses vannes n'offrent que des arcades pouvant recevoir un système d'activation manuel, tel qu'illustré à la Figure-A IV-1 en (a) et (b). De plus, l'interface de montage de l'arcade et du chapeau de ces vannes est généralement obstruée en partie par le système typique d'étanchéité à garniture compressible illustré à la Figure-A IV-1 en (a) et (c). De ce fait, même si l'arcade était retirée afin d'installer directement le piédestal sur la surface supérieure du chapeau de la vanne, le système d'étanchéité représenterait un obstacle au boulonnage de la plaque inférieure du piédestal à cette surface. En outre, certaines vannes ne possèdent même pas cette dernière interface et présentent plutôt une construction où l'arcade et le chapeau ne forment qu'une seule pièce, tel qu'illustré à la Figure-A IV-1 (d).

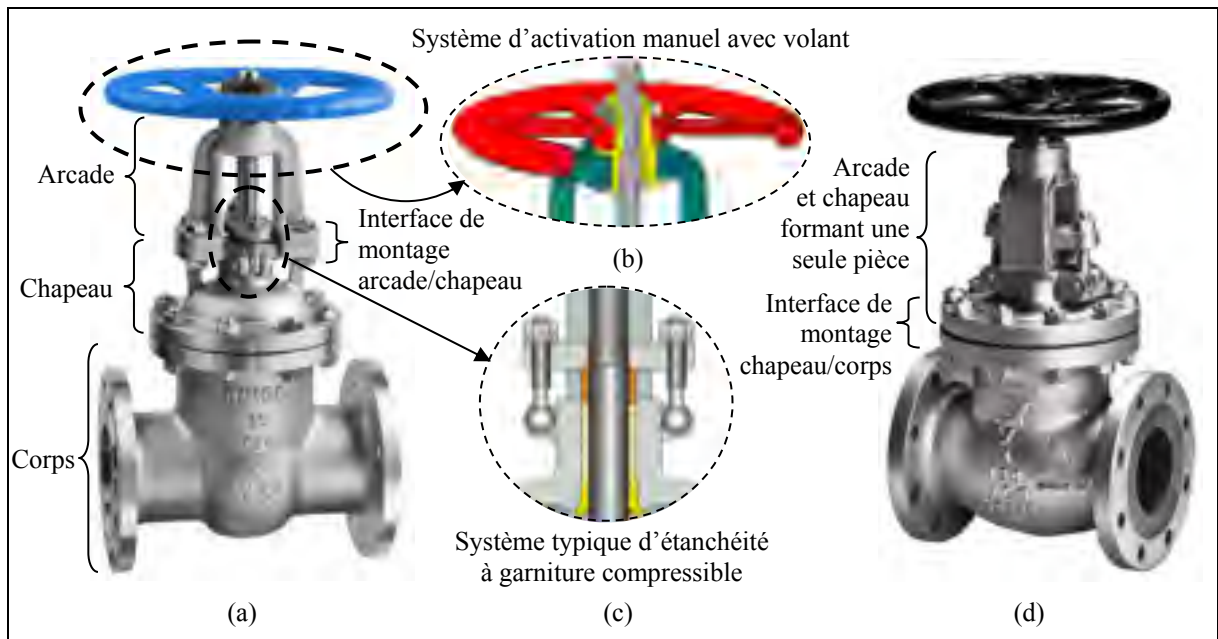


Figure-A IV-1 Types de construction des vannes et géométries de leurs arcades
(a) Adaptée de Zenith Trading Co. ([s.d.]), (b) Adaptée de Engineering Photos ([s.d.]), (c) Adaptée de Petrostar Valve Inter'L ([s.d.]), (d) Adaptée de Beric Davis Compagnies International ([s.d.])

Ainsi, l'ajout de piliers de montage permet l'assemblage du piédestal à la vanne de deux (2) façons différentes, soit :

1. En fixant ces piliers à l'interface de montage de l'arcade et du chapeau de la vanne, tel qu'illustré à la Figure-A IV-2 (a) et (b);
2. En fixant ces piliers à l'interface de montage du chapeau et du corps de la vanne, tel qu'illustré à la Figure-A IV-2 (a) et (c);

Notons qu'il est nécessaire de retirer le volant du système d'activation manuel illustré à la Figure-A IV-2 (a) afin de compléter ces montages. Toutefois, l'arcade peut demeurer en position au besoin. Les piliers devront cependant être plus longs afin de dégager cette composante du piédestal, les rendant plus sensibles au flambage. Ce phénomène a par contre été considéré dans ce projet et est présenté à la section 4.4.2. Pour finir, ajoutons qu'il est aussi possible de tronçonner la tige filetée de la vanne afin de réduire la hauteur des piliers, tel qu'illustré à la Figure-A IV-2 (b) et (c).

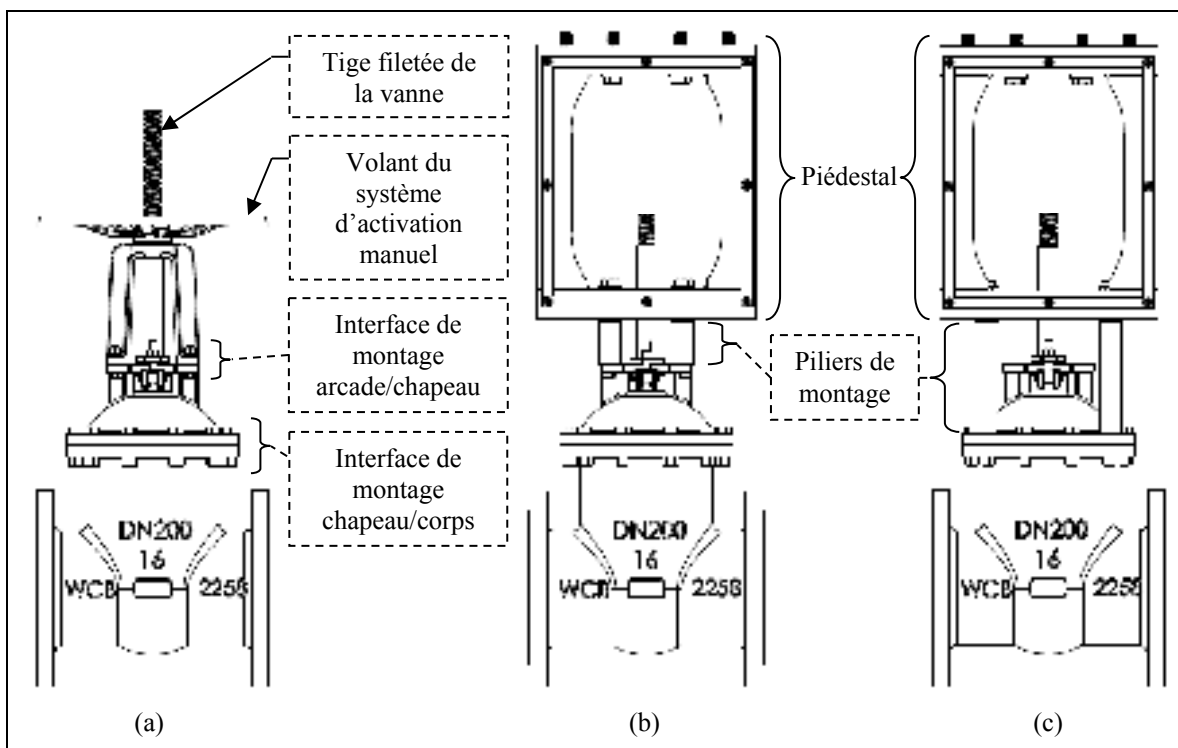


Figure-A IV-2 Éléments d'une vanne (a) et montage des piliers aux interfaces arcade/chapeau (b) et chapeau/corps (b)

Néanmoins, certaines constructions de vannes offrent en option des arcades conçues pour accueillir un actionneur et son piédestal, tel qu'illustré à la Figure-A IV-3 (a) et (b). De ce fait, les piliers peuvent être retirés et la construction soudée formant le piédestal peut être directement assemblée à la vanne afin de limiter le nombre de composantes.

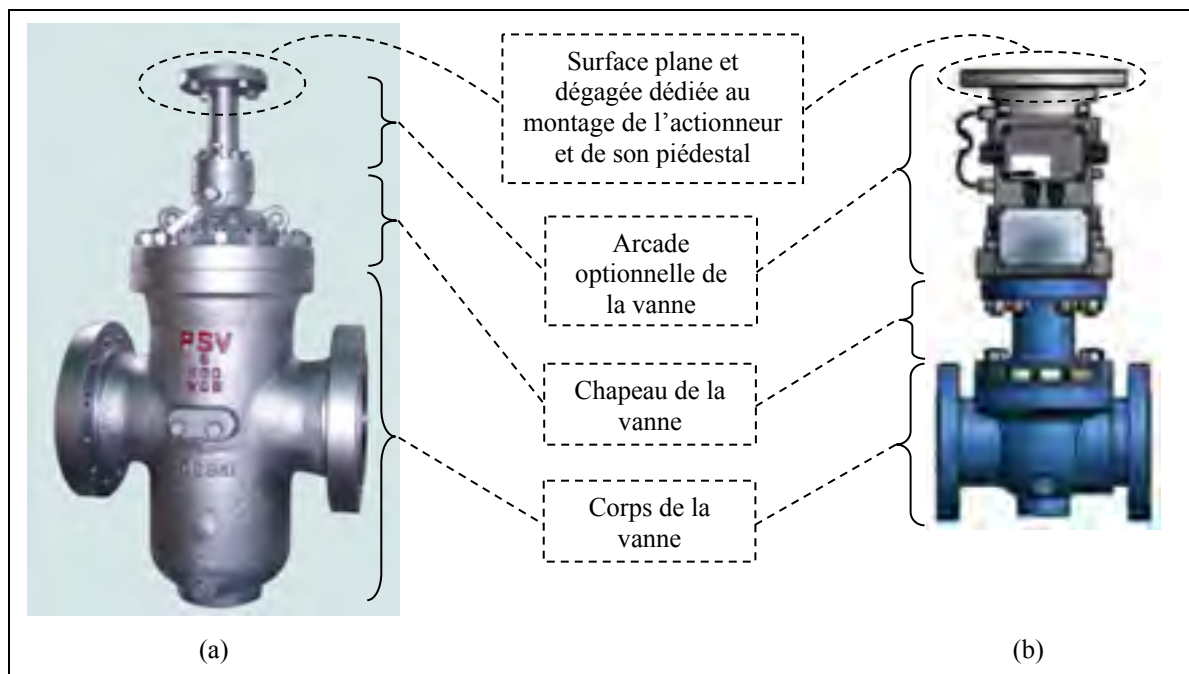


Figure-A IV-3 Vannes avec arcades optionnelles conçues pour accueillir un actionneur
 (a) Adapté de Petrostar Vista Valves (2014)
 (b) Adapté de Control Seal ([s.d.])

ANNEXE V

CONCEPTION DES GARDES TRANSPARENTS

Deux (2) gardes transparents sont installés sur les deux (2) faces ouvertes de la construction soudée, tel qu'illustré à la Figure-A V-1. Des vis captives traversent ces gardes et s'insèrent dans les trous borgnes filetés situés sur les surfaces de la construction soudée. Ces vis sont solidaires aux gardes, s'installent sans presse ni outil et peuvent être visées à main nue grâce à la géométrie de leur tête illustrée au détail A de la même figure. De plus, l'effet qu'ont ces trous borgnes filetés sur la structure lorsque celle-ci est soumise aux différents chargements est négligeable, et ce, dû à leurs faibles dimensions et à leurs emplacements éloignés des zones où les contraintes mécaniques sont importantes (voir section 4.7.1).

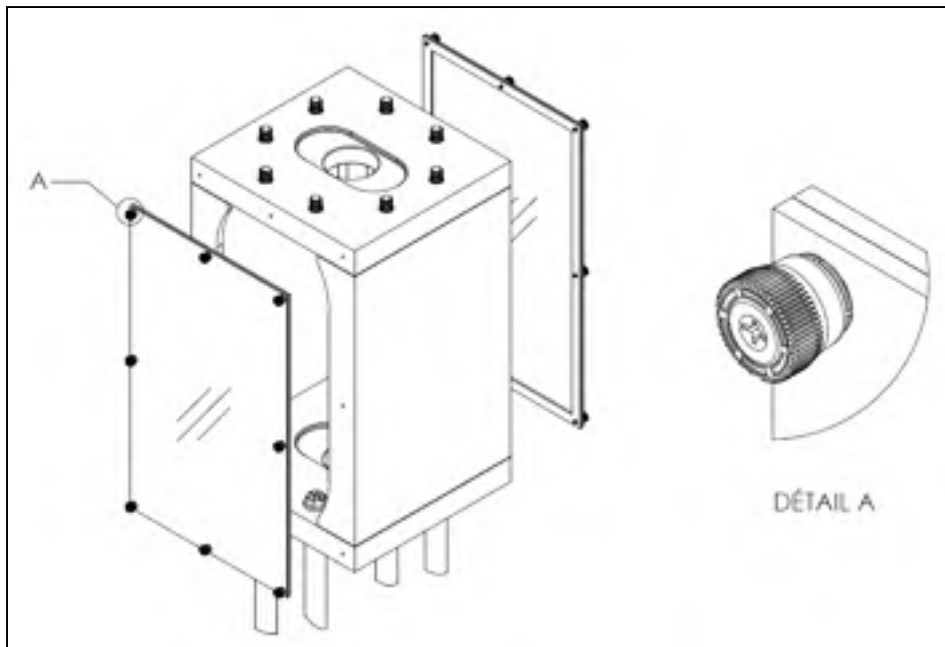


Figure-A V-1 Représentation des gardes transparents

Notons que la performance de ces gardes n'est pas testée dans la présente recherche, car ces composantes n'influencent pas l'intégrité structurelle du piédestal. Toutefois, ils ont tout de même été conçus de façon à répondre au cahier des charges. Ainsi, la quincaillerie est faite

d'acier inoxydable dans le but de prévenir la corrosion. De plus, le système de vis captives limite le nombre de composantes libres et rend possible une installation sans outil des gardes. Ces gardes sont faits de feuilles d'acrylique possédant un revêtement les rendant 45 fois plus résistantes aux égratignures que des feuilles d'acrylique non revêtues. De surcroît, des bandes de caoutchouc en néoprène sont appliquées sur les contours intérieurs des gardes pour créer l'étanchéité entre ceux-ci et la construction soudée. Ces bandes sont en outre résistantes aux intempéries et à l'absorption d'eau, d'air et de gaz. De plus, elles résistent aussi au gonflement lorsque mises en contact avec de l'huile.

ANNEXE VI

MÉTHODE DE PROTECTION CONTRE LA CORROSION

La méthode choisie pour prévenir la corrosion du piédestal est l'application de peinture sur l'ensemble des surfaces de la structure. Cette méthode a été choisie pour plusieurs raisons, notamment pour ses performances anticorrosives, son esthétisme, et parce qu'il serait facile pour le PI d'intégrer cette méthode à la fabrication du piédestal. En effet, le PI possède déjà l'expertise nécessaire à la préparation des surfaces, à la sélection ainsi qu'à l'application des revêtements pour les matériaux et les géométries en présence. De plus, cette méthode ne sera ni démontrée ni testée dans cette recherche, car le PI est déjà en plein contrôle de ce procédé pour ce type d'application.

Ainsi, la construction soudée et les piliers de montage sont tout d'abord passés au jet de sable dans une station automatisée. La préparation des joints internes de la construction soudée ou de toute autre surface dont le fini est jugé inadéquat peut être achevée au besoin à une station manuelle de décapage au jet de sable. Par la suite, une couche d'apprêt d'époxy est appliquée sur l'ensemble des surfaces préparées. Une fois que la couche d'apprêt est sèche, une couche de peinture d'uréthane est appliquée sur ces mêmes surfaces. Cette dernière vient compléter le revêtement protégeant la structure contre la corrosion.

La performance de cette procédure de revêtement a déjà été testée sur des pièces comparables à celles formant la construction soudée par le *Groupe Mequaltech*, soit une entreprise spécialisée en essais non destructifs et destructifs. Ces tests portaient sur l'évolution de la partie corrodée des surfaces étudiées lors d'essais en brouillard salin suivant la norme ASTM B117. Certains résultats ont entre autres révélé qu'après 1 000 heures d'exposition, le pourcentage corrodé des surfaces ayant subi la procédure de revêtement décrite plus haut ne s'élevait qu'à 1 ou 2 %. En comparaison, cette valeur se situait plutôt entre 20 et 30 % pour une surface ayant suivi la même procédure de revêtement, à l'exception de l'application de la couche de peinture d'uréthane. Ainsi, à la lumière de ces résultats, et en considérant

l'ensemble des données de ces tests effectués à la demande du PI, cette procédure de revêtement semble offrir une protection acceptable contre la corrosion pour le produit à développer.

ANNEXE VII

CALCULS DES CHARGEMENTS STATIQUES ET CYCLIQUES APPLIQUÉS AU PIÉDESTAL

Données d'entrée relatives au vérin pneumatique à considérer pour le système d'activation de la vanne

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Fact. conv.	Valeur	Unité	Commentaire
Pression de conception	Pconcept	120	ps	4,89475729	1034,214	KPa	
Diamètre nominal de percée	dp	18	ps	25,4	456,4	mm	
Diamètre de la tige	dt	2	ps	25,4	50,8	mm	
Galerie nominale	Stk	12	ps	25,4	304,8	mm	

Calculs préliminaires sur les chargements appliqués au piédestal en respect de la norme ANSI/API STANDARD 60X

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Equation/Commentaire
Force relative à la pression dans le vérin				
Pression de poussée/tirée max	Pptmax	1034,214	KPa	$P_{ptmax}=P_{concept}$
Force de pression de poussée max pré-F5	Fppmaxpré	134155,203	N	$F_{ppmaxpré}=P_{ptmax}*c*(dp/2)^2$
Force de pression de tirée max pré-F5	Fptmaxpré	132058,028	N	$F_{ptmaxpré}=P_{ptmax}*(n*(dp/2)^2)-(n*(dt/2)^2)$
Facteur de sécurité de pression	FSp	1,5	—	$F_{Sp}=1,5$
Force de pression de poussée max	Fppmax	201232,8049	N	$F_{ppmax}=F_{ppmaxpré}*F_{Sp}$
Force de pression de tirée max	Fptmax	199088,5423	N	$F_{ptmax}=F_{ptmaxpré}*F_{Sp}$

Force relative à la masse du vérin

Masse min approx du vérin pneumatique	MVmin	0	Kg	
Masse max approx du vérin pneumatique	MVmax	177,27	Kg	Ref: PAT11NX3C1FX9W-1200
Poids min approx du vérin pneumatique	PVmin	0	N	$PVmin=MVmin*9,81 [m/s^2]$
Poids max approx du vérin pneumatique	PVmax	1739,045455	N	$PVmax=MVmax*9,81 [m/s^2]$

Force relative à la masse de terre et de neige lorsque l'actuateur est enfoncé

Diamètre nominal de percée	dp	406,4	mm	
Profondeur approx pipelines Can	Profp	1500	mm	http://www.encyclopediescanadienne.ca/fr/article/pipeline-1/
Densité approx terre végétale	Dt	1250	Kg/m ³	
Masse approx terre	MTa	243,21959	Kg	$MTa=n*(dp/2)^2*Profp*Dt$
Poids approx terre	PTa	2385,984178	N	$PTa=MTa*9,81 [m/s^2]$
Accumulation neige max historique Can	Accn	7620	mm	http://www.mediascanada.com/nouvelles/articles/
Densité approx neige	Dn	110	Kg/m ³	River-en-Chiffres-3-2015/15234/
Masse approx neige	MNa	108,738855	Kg	$MNa=n*(dp/2)^2*Accn*Dn$
Poids approx neige	PNa	1066,630367	N	$PNa=MNa*9,81 [m/s^2]$

Force totale relative à l'ensemble des masses

Force min tot des masses pré-F5	FMinintotpré	0	N	$F_{Minintotpré}=PVmin$
Force max tot des masses pré-F5	FMaxintotpré	5191,659999	N	$F_{Maxintotpré}=PVmax+PTa+PNa$
Facteur de sécurité de masses	FSm	1,5	—	$F_{Sm}=1,5$ (Aucun max)
Force min tot des masses	FMinintot	0	N	$F_{Minintot}=F_{Minintotpré}*F_{Sm}$
Force max tot des masses	FMaxintot	7787,489998	N	$F_{Maxintot}=F_{Maxintotpré}*F_{Sm}$

Forces de tension et de compression maximales pouvant être ressenties par le piédestal

Force de tension piédestal max	Ftmax	201232,805	N	$F_{tmax}=F_{ppmax}-F_{Minintot}$
Force de compression piédestal max	Fcpmax	205878,032	N	$F_{cpmax}=F_{ptmax}+F_{Maxintot}$

Calculs préliminaires sur les chargements en fatigue appliqués au piédestal en respect de la même norme

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Commentaire
Forces de tension et de compression à considérer pour un chargement du piédestal en fatigue				
Force de pression de poussée max pré-F5	Fppmaxpré	134155,203	N	
Force de tension piédestal en fatigue	FtFat	134155,203	N	
Force de pression de tirée max pré-F5	Fptmaxpré	132058,028	N	
Force de compression piédestal en fatigue	FcpFat	132058,028	N	
Force moyenne réelle	Fmr	1045,086	N	
Amplitude réelle	Ar	133107,1158	N	
Force moyenne simplifiée	Fms	0,001	N	
Amplitude simplifiée	As	134155,203	N	

ANNEXE VIII

DESCRIPTION DES CHARGES MAXIMALES D'OPÉRATION DE L'ACTIONNEUR

Le piédestal est sollicité mécaniquement par les forces de réaction générées lors de la fermeture et de l'ouverture de la vanne. Celles-ci peuvent être occasionnées par l'écoulement et la pression du fluide à transporter dans le pipeline. Cependant, les plus importantes forces de réaction pouvant être imposées au piédestal sont les charges engendrées par l'appui ou le coincement de la partie mobile de la vanne. Ces forces sont susceptibles de s'élever jusqu'à la capacité de chargement maximale pouvant être déployée par l'actionneur. Ainsi, lorsque la vanne se ferme, la partie mobile descend pour venir s'appuyer ou se coincer dans le fond du corps de la vanne. Cet effort de compression à travers la partie mobile engendre une réaction à travers les composantes statiques de la vanne et de l'actionneur. Le piédestal subit donc un effort en tension de même intensité, tel qu'illustré à la Figure-A VIII-1 (a). L'inverse est aussi vrai, où une ouverture de la vanne provoque un appui de la partie mobile à l'intérieur de son corps, cette fois-ci sur la partie supérieure. L'effort ressenti à travers la partie mobile est maintenant caractérisé par une tension, engendrant par un effet de réaction un effort de compression de même intensité à travers le piédestal. Ce chargement est en outre illustré à la Figure-A VIII-1 (b).

Ainsi, les premières charges considérées dans le calcul des chargements statiques correspondent à ces forces de poussée et de tirée déployées par l'actionneur que nous appellerons aussi *forces de fermeture et d'ouverture de la vanne*. Celles-ci sont calculées en considérant le diamètre nominal du piston et la pression nominale de travail de l'actionneur pneumatique. Le diamètre de la tige est en outre incorporé au calcul de la force de tirée. Par la suite, ces forces sont ajustées par un facteur de charge plus grand ou égal à 1,1 [API article 7.6.1], soit de 1,5 dans la présente recherche. Sachant que la pression nominale de travail de l'actionneur est de 150 psi, ce facteur de charge simule une opération à une pression de travail s'élevant à 225 psi. De ce fait, ces forces résultantes sont considérées comme les *charges maximales d'opération de l'actionneur* auxquelles le piédestal devra résister.

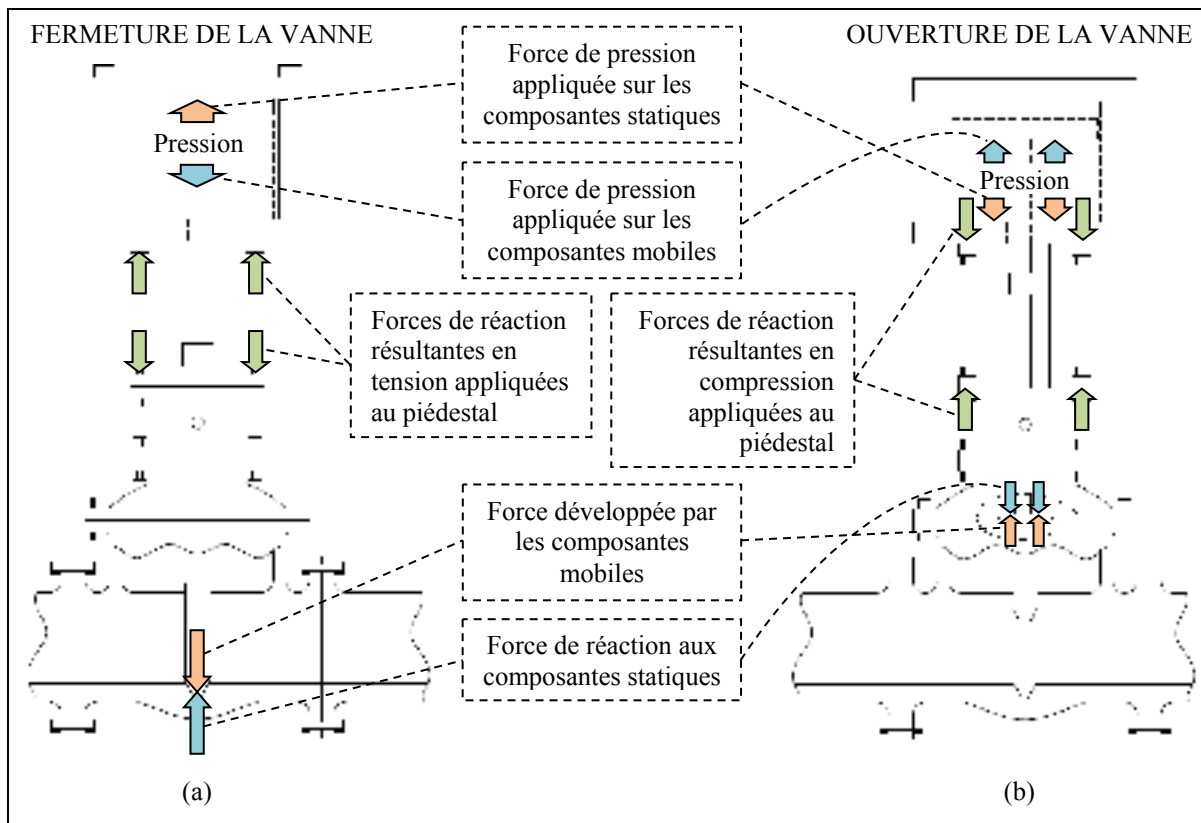


Figure-A VIII-1 Schéma des charges maximales appliquées au piédestal et engendrées par l'opération de la vanne

ANNEXE IX

DESCRIPTION DU CHARGEMENT CYCLIQUE SIMPLIFIÉ

Le calcul du chargement cyclique se fait à partir des *forces de fermeture et d'ouverture de la vanne*. En effet, bien qu'il soit probable que l'actionneur subisse sporadiquement des pointes de pression de travail, le cycle d'opération de l'actionneur ne se fera pas à des pressions dépassant la pression nominale de travail. De ce fait, ces forces ne sont pas majorées par un facteur de sécurité dans le calcul des charges cycliques comme elles l'ont été dans le calcul des charges statiques. Ainsi, ces forces de fermeture et d'ouverture de la vanne à pression nominale de travail occasionnent respectivement une charge en tension maximale de 134 155 N et une charge en compression maximale de -132 059 N. Ces dernières créent un intervalle de chargement de 266 214 N avec un ratio (R) de -0,98.

Considérant ces dernières valeurs, et dans le but de simplifier les calculs, il est raisonnable d'approximer ce chargement comme étant un chargement complètement renversé où le ratio (R) est égal à -1,00 et l'intervalle de chargement à deux (2) fois la valeur de la tension maximale, soit 268 310 N. En effet, le ratio (R) original n'était qu'à 2,0 % de renvoyer un chargement complètement renversé, et la nouvelle valeur de l'intervalle n'est que de 0,8 % supérieure à la première valeur d'intervalle calculée. En outre, cette approximation demeure conservatrice pour deux raisons. Premièrement, la nouvelle valeur de l'intervalle de chargement est plus grande que la précédente, simulant un chargement cyclique de plus grande amplitude. Deuxièmement, les outils fournis par la norme AWS et utilisés à la section 4.7.2 pour déterminer la vie en fatigue minimale de la construction soudée sont valides pour toutes valeurs de ratio (R). De ce fait, toutes autres charges appliquées de façon constante sur le piédestal et qui affecteraient la valeur de la charge moyenne n'auraient aucun impact sur la vie en fatigue minimale renvoyée par la norme, et ce, tant que la force maximale en tension n'engendre pas dans le matériau une contrainte dépassant sa limite élastique. Ainsi, il est toujours possible de calculer de façon conservatrice la vie en fatigue de la structure avec ce chargement approximé que nous nommerons *chargement cyclique simplifié*.

ANNEXE X

CONCEPTION DES PILIERS

Tout d'abord, le nombre minimal de piliers est déterminé par le nombre minimal de trous pouvant être présents sur la surface de montage. Ainsi, selon la MSS, certains types de surface n'affichent que quatre (4) trous [MSS tableau 1]. De ce fait, le prototype de piédestal n'est muni que de quatre (4) piliers.

Parmi tous les trous que l'on retrouve sur la surface de montage présenté précédemment, seuls les quatre (4) trous identifiés à la Figure-A X-1 servent à l'assemblage des piliers. Ces trous ont été choisis, car ils forment la configuration représentant le pire des scénarios. Une analyse de sensibilité en témoigne à la section 4.7.3.

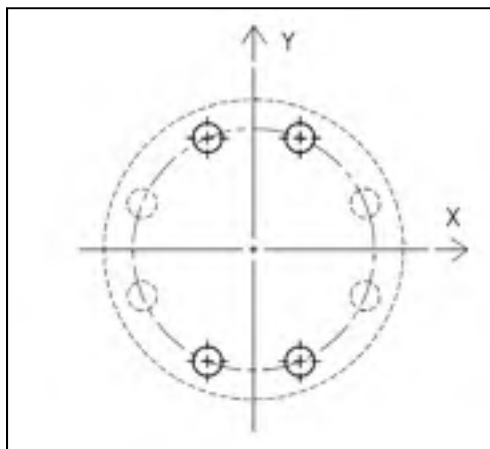


Figure-A X-1 Trous du patron de trous de montage sélectionnés pour l'assemblage des piliers

Considérant la possibilité que ces piliers s'assemblent directement au joint du chapeau et du corps de la vanne, le diamètre maximal de ces piliers est déterminé par la surface d'appui minimale disponible à cette interface. Cette surface d'appui disponible est déterminée en évaluant le diamètre d'encombrement des têtes des vis et des écrous présents à ce joint boulonné, tel qu'illustré à la Figure-A X-2. Notons que ce joint est conçu pour résister non

seulement aux chargements d'ouverture et de fermeture de la vanne, mais aussi aux charges générées par la pression interne de la conduite. De ce fait, il est raisonnable de poser l'hypothèse que les vis présentes à cette interface ont un diamètre nominal minimalement égal à celui des vis utiles au montage de l'actionneur, car ces dernières ne sont pas conçues pour reprendre les charges additionnelles occasionnées par la pression interne de la conduite. De plus, quelques collectes d'informations ont révélé que les boulons généralement utilisés pour assembler le chapeau au corps de la vanne sont formés des vis à tête hexagonale de spécification ASTM A193 grade B7 et d'écrous compatibles. Ainsi, en considérant la géométrie et les dimensions de ces boulons, le diamètre maximal que les piliers peuvent présenter au contact de cette interface s'élève à 1,227 po.

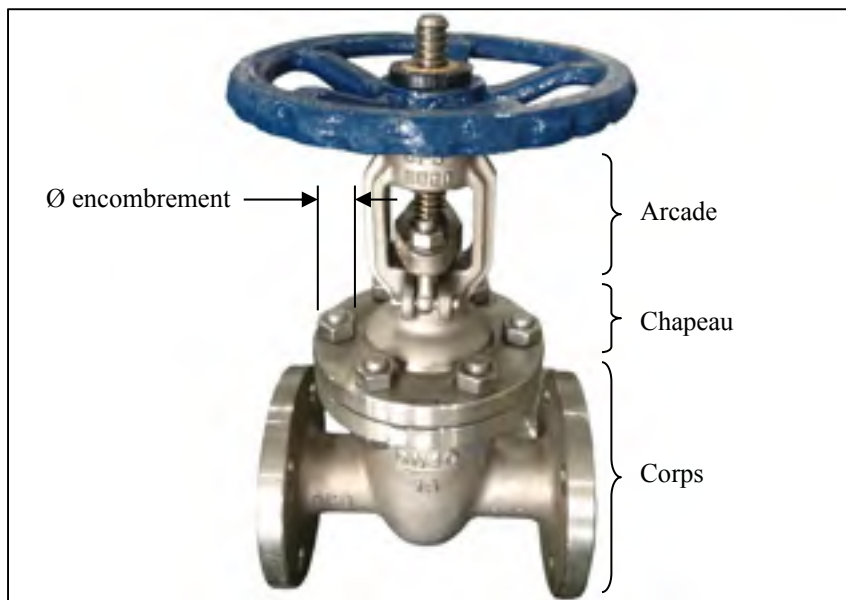


Figure-A X-2 Diamètre d'encombrement des têtes de vis et des écrous au joint boulonné du chapeau et du corps de la vanne
Tirée de Zhejiang Onero Valve Co. (2014)

Le diamètre de ces piliers (D_p) est donc établi en considérant sa valeur maximale admissible à l'interface de montage, le comportement en flambage des piliers et les contraintes mécaniques ressenties sous les charges maximales en tension et en compression appliquées au piédestal. De plus, on y considère aussi les diamètres des trous filetés (D_f) aux embouts des piliers qui permettent de les assembler à la vanne et au piédestal. La force de serrage

initial des vis à ces joints est aussi intégrée aux calculs du diamètre des piliers (D_p). Les dimensions de ces trous filetés et cette force de serrage initial sont cependant présentées à la section 4.4.3. Pour finir, la longueur maximale des piliers (L_p) est calculée après avoir fixé le facteur de sécurité en flambage, soit un élément discuté au peu plus loin. Cette longueur ainsi que toutes les autres dimensions précédemment mentionnées sont illustrées à la Figure-A X-3.

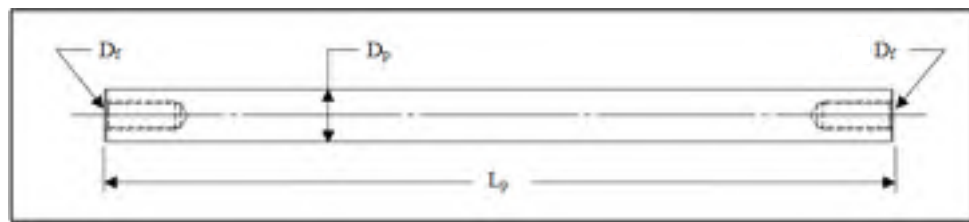


Figure-A X-3 Représentation d'un pilier

Soulignons que la contrainte équivalente Von Mises maximale ressentie par les piliers lorsque soumis aux conditions de chargement présentées plus haut ne doit pas excéder 67 % de la limite élastique du matériau les constituant [API article 7.6.1]. En outre, la valeur du diamètre extérieur n'a pas été validée par des calculs portant sur sa résistance en fatigue, car cette géométrie ne représente pas l'élément critique des piliers lorsque soumis au chargement cyclique simplifié. En effet, ce sont les trous filetés qui représentent les éléments susceptibles de faillir en fatigue. Ainsi, les calculs relatifs aux joints boulonnés et à leur comportement en fatigue sont aussi présentés à la section 4.4.3.

En outre, le matériau est choisi de façon à ce que sa limite élastique et sa résistance à la traction rapprochent celles de la vis choisie afin de profiter de la capacité de traction de la vis tout en prévenant l'arrachement des filets usinés à même les piliers. De plus, rappelons que le procédé de mise en forme des piliers est déterminé de façon à limiter les étapes d'usinage de ceux-ci. En effet, les piliers sont constitués de barres d'acier «*Stressproof*» laminées à froid et usinées aux embouts pour former les joints boulonnés. Ainsi, la rectitude des barres et le fini de surface qu'offre ce procédé sont tous deux suffisants pour l'application. L'usinage du diamètre extérieur sur la longueur des barres n'est donc pas requis.

Notons que la longueur maximale des piliers est calculée en considérant une condition aux frontières de type encastré à un bout et de type libre à l'autre, tel qu'illustré à la Figure-A X-4. Cette configuration renvoie une constante des conditions aux frontières (C) égale à 0,25 et agit comme facteur dans le calcul de la longueur critique (L_{cr}) suivant la formule d'Euler, tel que présenté à l'équation (A X-1) (Budynas, 2011, p. 181).

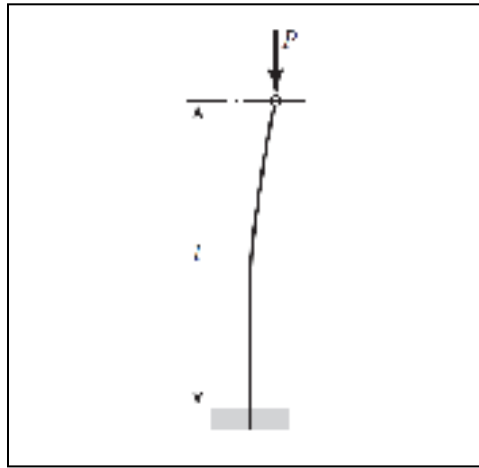


Figure-A X-4 Schémas des conditions aux frontières des piliers
Tirée de Budynas (2011, p. 192)

$$L_{cr}^2 = \frac{C \pi^2 E I}{P_{cr}} \quad (\text{A X-1})$$

Cette approche est très conservatrice, car la configuration réelle de ces piliers dans l'assemblage de l'actionneur, du piédestal et de la vanne offre une meilleure stabilité qu'une condition à la frontière de type libre. La réelle condition à la frontière est toutefois très difficile à modéliser, car elle repose sur la symétrie de certains efforts et la résistance au mouvement qu'offrent ces effets de symétries. De ce fait, la condition à la frontière de type libre est adoptée dans les calculs, mais un faible facteur de sécurité en flambage est jugé admissible. Cette approche est raisonnable considérant que le résultat de la longueur critique est très sensible à la constante C, et que celle-ci augmente radicalement sous le blocage de degrés de liberté additionnels aux frontières des piliers.

Il est aussi possible de vérifier que le diamètre choisi pour les piliers n'engendre pas une contrainte de compression d'appui au joint boulonné excédant la valeur permise par la norme en vigueur. À cet effet, la norme API renvoie à la norme ASME BPVC Section VIII:2004, Division 2, Partie AD-132. On y stipule que la contrainte de compression d'appui ne doit pas dépasser la limite élastique du matériau lorsque la contrainte est appliquée sur l'ensemble de la surface sujette à l'effort de compression. Notons que cette contrainte n'est pas critique au dimensionnement des piliers. En effet, bien que le calcul de cette contrainte ait été simplifié pour représenter le pire des scénarios, le facteur de sécurité qui lui est relié est beaucoup plus élevé que le facteur de sécurité relatif au flambage des piliers. Ainsi, leur diamètre minimal admissible est plutôt commandé par leur comportement en flambage, et non par la contrainte de compression d'appui. Notons que le calcul de cette dernière contrainte pour le pire des scénarios est rendu possible en combinant la compression maximale appliquée au piédestal à la force de serrage initial appliquée aux vis présentes aux joints des piliers et du piédestal. Cette combinaison simule ainsi un serrage des boulons lorsque la charge de compression maximale est appliquée au piédestal.

ANNEXE XI

CALCULS RETATIFS AU DIMENSIONNEMENT DES PILIERS

Propriétés du matériau utilisé pour les piliers du préfabriqué et leurs dimensions préliminaires

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Equation/Commentaire
Angle d'inclinaison				
Masse volumique	ρ	7851,349	Kg/m ³	
Module de Young	E	200	GPa	Matériau
Contrainte d'écoulement	σ_y	355	MPa	Matériau
Contrainte ultime	σ_u	510	MPa	Matériau
Dimensions préliminaires des piliers				
Nombre de piliers	Npil	4		
Longueur piliers	Lp	500,5575475	mm	10,05115592 m po
Chargements sur les piliers				
Torque de torsion préAdmet max	Tpremax	201307,8048	N	
Torque de compression préAdmet max	Tpremax	201875,0120	N	
Force de serrage au boulon dans l'axe	Ft	51000	N	
Demandes relatives aux vents soufflés				
Aire de chargement de la vis	At	0,225	po ²	
Aire de chargement de la vis	At	140,80010	mm ²	

Calcul de flambage et de tension pour les piliers en respect de la norme ANSI/APA STANDARD G08

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Equation/Commentaire
Calcul du critère de flambage et sélection de l'équation applicable				
Module de Young	E	200	GPa	
Contrainte d'écoulement	σ_y	355	MPa	
Coefficient condition frontière	C	0,25		hyp: bout fixe + bout libre de toutes restriction (Shigley 8)
Condition	end	51241,26705		$\text{End} = ((\pi^2 * E * I^4) / (4 * L^3))$
Longueur libre colonne	L	500,5575475	mm	L=lp
Rayon d'inertie	r	100,1525	mm	1,1147 po
Moment d'inertie	I	40174,7401	mm ⁴	$I = (\pi * r^4) / 4$
Aire de section	A	714,5567186	mm ²	$A = (\pi * r^2) / 4$
Rayon de gyration	K	1,590125	mm	$K = (I / A)^{0.5}$
LK	L/K	313,555997		$L/K = L/K$
Equation à utiliser calcul flambage		Euler		$0 (L/K < 0,117 J.B. Johnson) ("Euler")$
Calcul de la charge critique selon les données de Euler et de J.B. Johnson				
Charge critique selon Euler	FcrE	77760,51757	N	$F_{crE} = (C * \pi^2 * E * I) / (L/K)^2$
Charge critique selon J.B. Johnson	FcrJBI	140750,7147	N	$F_{crJBI} = \pi^2 * E * I * (1 - \sigma_y / \sigma_u) / (L/K)^2 + C * \sigma_y * A$
Charge critique selon équation à utiliser	Fcr	77205,59257	N	
Calcul de la charge maximale de compression à supporter par pilier				
Torque de compression préAdmet max	Tpremax	201875,0120	N	
Nombre de piliers	Npil	4		
Force de compression pilier max	Fpilmax	51468,00300	N	$F_{pilmax} = T_{premax} / N_{pil}$, hyp: effort uniformément réparti
Calcul de facteur de sécurité en flambage des piliers				
Facteur sécurité flambage piliers	Factflambpil	1,500		

Vérification résistance des piliers en compression selon la norme AAS/AFR/AFR/AFR 006

Force de compression pilier max	Fpilmax	51460,00000 N	
Aire de section	A	714,1167186 mm ²	
Contrainte comp pilier à FSp et FSm	σpilFSpFSm	72,07124409 MPa	σpilFSpFSm = Fpilmax/A
Contrainte élastique max	σy	582 MPa	
Contrainte à FSp et FSm selon AFR 070	σyAFR	67%	σyAFR=67%
Contrainte admissible selon AFR 070	σadmAFR	461,66 MPa	σadmAFR=σy*σyAFR
Validation dim pour contrainte comp		valide	
Rupture à FSp et FSm	FruptFSpFSm	11,009	FruptFSpFSm = σadmFSpFSm

Vérification résistance des piliers en tension à la section pilier

Force de tension piédestal max	Fpilmax	201202,8219 N	
Nombre de piliers	Npil	4	
Force de tension pilier max	Fpilmax	50300,70547 N	Fpilmax = Fpilmax/Npil, type: Effort uniformément réparti
Aire de section	A	714,1167186 mm ²	
Contrainte tension max à FSp et FSm	σpilFSpFSm	70,42674267 MPa	σpilFSpFSm=Fpilmax/A
Contrainte admissible selon AFR 070	σadmAFR	461,66 MPa	
Validation dim pour contrainte tension		valide	
Rupture à FSp et FSm	FruptFSpFSm	11,263	FruptFSpFSm = σadmFSpFSm

Vérification résistance des piliers en torsion à la section pilier

Force de tension piédestal max	Fpilmax	201202,8219 N	
Nombre de piliers	Npil	4	
Force de tension pilier max	Fpilmax	50300,70547 N	Fpilmax = Fpilmax/Npil, type: Effort uniformément réparti
Aire de section	A	714,1167186 mm ²	
Aire de chargement de torsion	At	145,80516 mm ²	
Aire de section	Aajb	568,7103586 mm ²	Aajb=4*At
Contrainte max à FSp et FSm	σpilFSpFSm	36,45101964 MPa	σpilFSpFSm=Fpilmax/Aajb
Contrainte admissible selon AFR 070	σadmAFR	461,66 MPa	
Validation dim pour contrainte tension		valide	
Rupture à FSp et FSm	FruptFSpFSm	8,455	FruptFSpFSm = σadmFSpFSm

Vérification résistance des piliers en compression (limitée à la compression d'assemblage aux joints adossés)

se reporter aux normes AAS/AFR/AFR/AFR 006, AFR/AFR/AFR 007, AFR/AFR/AFR 008, AFR/AFR/AFR 009, AFR/AFR/AFR 010

Force de compression pilier max	Fpilmax	51460,00000 N	
Force de serrage en tension des boulons	Ft	5,7100 N	
Force de compression totale max	Ftmax	104704,0000 N	Ftmax = Fpilmax+Ft
Aire de section	A	714,1167186 mm ²	
Aire de serrage des boulons	At	145,80516 mm ²	
Aire de section du joint boulonné	Aajb	568,7103586 mm ²	Aajb=4*At
Contrainte comp boulo à FSp et FSm	σpilFSpFSm	100,7112580 MPa	σpilFSpFSm=Fpilmax/Aajb
Contrainte admissible selon AFR 070	σadmAFR	589 MPa	type: la compression élastique sur l'entête des boulons
Validation dim pour contrainte tension		valide	
Rupture à FSp et FSm	FruptFSpFSm	4,158	FruptFSpFSm = σadmFSpFSm

Détermination des paramètres de conception

Longueur libre pilier	l	509,0071475 mm	20,01128427 ps
Diamètre pilier	d	30,265 mm	1,1875 ps
Module élastique	E	2051,047 GPa	
Module d'un pilier	Mat	2,862 Kt	Mat = E*d ⁴ /128*ps

ANNEXE XII

CALCULS RELATIFS AU JOINT BOULONNÉ INFÉRIEUR

Calcul de la force de serrage en tension dans la vis et du couple de serrage associé en fonction du FS séparation

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Equation/Commentaire
Dimensions et propriétés joint boulonné				
Nbr de boulons	Nb	4		
Forces de tension piedestal max	Fpmax	201232,8048 N		
Force en tension max par boulon	P	50308,20123 N		$P = F_{pmax}/Nb$
Diamètre nominal vis	d	0,625 po		
Nombre de filets par pouce	n	11 po ⁻¹ (1)		
Aire de chargement de la vis	At	0,226 po ²		
Module de Young boulon	Eb	300 GPa		
Module de Young membrure	Em	200 GPa		
Longueur membrure	Lm	1,625 po		
Longueur boulon	Lb	1,625 po		$Lb = Lm$
Facteur sécurité sur séparation joint	FSsep	2,152622135		FSsep > 1, car il rajoute au FS de chargement
Régularité boulon entièrement fileté				
Constante élastique du boulon	Kb	706510,7882 N/mm		$Kb = K = Ab \cdot Eb / Lb$
Régularité membrure avec zone d'influence conique				
Constante élastique de la membrure	Km	3142581,842 N/mm		hyp: tête boulon = 1,5d $Km = (0,577 \cdot \pi \cdot E_m \cdot d) / (2 \cdot \pi \cdot (5 \cdot (0,577 Lm + 0,5 \cdot d)) / (0,577 + 2,5 \cdot d)))$
Régularité du joint				
Constante élastique du joint	C	0,473657711		$C = (Nb \cdot Kb) / (Nb \cdot Kb + Km)$
Force de serrage en tension dans la vis et couple de serrage associé				
Force de serrage en tension dans la vis	Fi	57000,000 N		$Fi = FS_{sep} \cdot P \cdot (1 - C)$
Couple de serrage associé	T	180,975 N-m		$T = 0,1 \cdot Fi \cdot d$
Couple de serrage associé	T	173,403 lbf-ft		

Calcul du FS lors du serrage

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Equation/Commentaire
Dimensions et propriétés joint boulonné				
Limite ultime de la vis	Sut	150000 psi		
Limite ultime de la vis	Sut	1034,213382 MPa		
Diamètre nominal vis	d	0,625 po		
Nombre de filets par pouce	n	11 po ⁻¹ (1)		FUNCTIONNEMENT SEULEMENT POUR SYS. IMPÉRIAL
Pas de vis	p	0,090909091 po		FUNCTIONNEMENT SEULEMENT POUR SYS. IMPÉRIAL
Diamètre mineur de la vis	dr	0,506905636 po		(IMPÉRIAL) $dr = d - 1,299038 \cdot p$
Contrainte et FS en serrage				
Force de serrage en tension dans la vis	Fi	57000 N		
Contrainte axiale normale	ax	437,787443 MPa		$ax = (4 \cdot Fi) / (\pi \cdot dr^3)$
Couple de serrage associé	T	180,975 N-m		
Couple transmis filet (non au frottement tête)	Tb	90,4875 N-m		$Tb = 0,5 \cdot T$
Contrainte de cisaillement	txy	215,911706 MPa		$txy = (16 \cdot Tb) / (\pi \cdot dr^3)$
Contrainte équivalente	σ1	526,3548184 MPa		$\sigma1 = ax/2 + ((ax/2)^2 + txy^2)^{1/2}$
Facteur de sécurité lors du serrage	FSser	1,965		FSser > 1, car on n'y considère pas le FS de chargement

Calcul du FS déformation permanente en service (statique)

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Equation/Commentaire
Dimensions et propriétés joint boulonné				
Grade du boulon		SAE Grade 8		
Résistance éprouvée du boulon «proof strength»	Sp	120000 psi		Note: $Sp \approx 0,85 \cdot Sy$
Résistance éprouvée du boulon «proof strength»	Sp	827,3708736 MPa		
Aire de chargement de la vis	At	0,226 po ²		
Force de serrage en tension dans la vis	Fi	57000 N		
Constante élastique du joint	C	0,473657711		
Force en tension max par boulon	P	50308,20123 N		120635,77 N
Facteur de sécurité sur déformation permanente en service statique				
Facteur de sécurité sur déf. perm. serv. stat.	FSstat	2,671		FSstat > 1, car il s'ajoute au FS de chargement
				$FS_{stat} = (Sp \cdot At - Fi) / (C \cdot P)$

Calcul du filon de service en fatigue

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Equation/Commentaire
Dimensions et propriétés des boulons				
Force en tension piédestal en fatigue	$P_{t\text{fat}}$	134135,208	N	à pression nominal
Force en compression piédestal en fatigue	$P_{c\text{fat}}$	-134135,208	N	à pression nominal
Nbr de boulons	N_b	4		
Force en tension max par boulon en fatigue	P_{max}	33538,80082	N	$P_t = P_{t\text{fat}}/N_b$
Force en comp max par boulon en fatigue	P_{min}	-33538,80082	N	$P_c = P_{c\text{fat}}/N_b$
Force de serrage en tension dans la vis	F_i	57000	N	
Limite ultime de la vis	S_{ut}	150000	psi	
Limite ultime de la vis	S_{ut}	1034,213592	MPa	
Limite élastique de la vis	S_y	130000	psi	
Limite élastique de la vis	S_y	896,316464	psi	
Aire de chargement de la vis	A_t	0,226	po ²	
Aire de chargement de la vis	A_t	145,80616	mm ²	
Limite d'endurance	S_e	23200	psi	
Limite d'endurance	S_e	159,983688	MPa	
Résistance éprouvée du boulon «proof strength»	S_p	120000	psi	Note: $S_p \approx 0.85 \times S_y$
Résistance éprouvée du boulon «proof strength»	S_p	827,5708736	MPa	
Constante élastique du joint	C	0,473657711		
Calcul de résistance en fatigue selon la théorie présentée dans le Shigley's				
Contrainte normale alternée dans la vis	σ_a	108,9522867	MPa	$\sigma_a = C * (P_{\text{max}} - P_{\text{min}}) / (2 * A_t)$
Contrainte normale moyenne dans la vis	σ_m	390,9299854	MPa	$\sigma_m = C * (P_{\text{max}} + P_{\text{min}}) / (2 * A_t) = F_i / A_t$
Contrainte normale de serrage dans la vis	σ_i	390,9299854	MPa	$\sigma_i = F_i / A_t$
Note: Changement cyclique de la vis avec $\sigma_m = 0$, car le chargement extérieur (P_{min} à P_{max}) est complètement renversé				
FS fatigue selon la ligne du critère ASME-elliptic (Shigley's table 8-8)				
FS fatigue ASME-elliptic	FS_{fat}	1,236		$FS_{\text{fat}} = (1 / ((\sigma_a / S_e)^2 + (\sigma_m / S_y)^2))^{1/2}$ $FS_{\text{fat}} > 1$, car on n'y considère pas le FS de chargement
FS sur la déformation plastique (Shigley's equation 8-12)				
FS déformation plastique	FS_{plast}	1,695		$FS_{\text{plast}} = S_p / (\sigma_a + \sigma_m)$ $FS_{\text{plast}} > 1$, car on n'y considère pas le FS de chargement

Calcul de la charge provoquant l'arrachement des filets et de la longueur minimale d'engagement de la vis

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Equation/Commentaire
Dimensions du filet				
Type de filet		5/8-11 UNC 2		
Diamètre nominal vis	d	0,625	po	
Nombre de filets par pouce	n	11	po ⁻¹	
Aire de chargement de la vis	A_t	0,226	po ²	MH ed.28 p.1750 et +
Internal thread - Minor dia - Max value	K_{rmax}	0,548	po ²	MH ed.28 p.1721 et +
Internal thread - Pitch dia - Max value	D_{rmax}	0,5732	po	MH ed.28 p.1721 et +
External thread - Pitch dia - Min value	D_{rmin}	0,5588	po	MH ed.28 p.1721 et +
External thread - Major dia - Min value	D_{min}	0,6115	po	MH ed.28 p.1721 et +
Propriétés des matériaux				
Grade de la vis		SAE Grade 8		
Limite ultime de la vis	S_{uy}	150000	psi	MH ed.28 p.1441
Matériau de la pièce filetée		Acier SprossProof		
Limite ultime du matériau au filet interne	S_{um}	115000	psi	Matweb
Charge minimale causant le sectionnement de la vis				
*Formules tirées du Machinery's handbook édition 28 p.1443-1444				
Charge max admissible	P	33900	lbf	$P = S_{uy} * A_t$
Charge max admissible	P	150794,726	N	$P = S_{uy} * A_t$
Longueur minimale d'engagement de la vis pour prévenir l'arrachement des filets externes ou internes et plutôt assister au sectionnement de la vis				
*Formules tirées du Machinery's handbook édition 28 p.1443-1444				
Longueur d'engagement de la vis	L_e	0,452822694	po	$L_e = (2 * A_t) / (1,3416 * K_{\text{rmax}} * (1/2 + 0,37735 * n * (D_{\text{min}} - K_{\text{rmin}})))$
Aire de cisaillement du filet externe	A_s	0,452	po ²	$A_s = 3,1416 * n * L_e * K_{\text{rmax}} * (1/2 * n + 0,57735 * (D_{\text{min}} - K_{\text{rmin}}))$
Aire de cisaillement du filet interne	A_n	0,645234035	po ²	$A_n = 3,1416 * n * L_e * D_{\text{min}} * (1/2 * n + 0,57735 * (D_{\text{min}} - K_{\text{rmin}}))$
Facteur de résistance relative	J	0,915723061		$J = (A_s * S_{uy}) / (A_n * S_{um})$
Longueur minimale d'engagement de la vis	L	0,493	po	$L = L_e / J$
Longueur minimale d'engagement de la vis	L	11,902	mm	$L = L_e / J$

ANNEXE XIII

CALCULS RELATIFS AU JOINT BOULONNÉ SUPÉRIEUR

Calcul de la charge provoquant l'arrachement des filets et de la longueur minimale d'engagement de la vis

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Équation/Commentaire
Dimensions du filet				
Type de filet		5/8-11 UNC 2		
Diamètre nominal vis	d	0.625	po	
Nombre de filets par pouce	n	11	po ⁻¹ (-1)	
Aire de chargement de la vis	Az	0.226	po ²	MH ed.28 p.1750 et +
Internal thread - Minor dia - Max value	Krmax	0.546	po ²	MH ed.28 p.1721 et +
Internal thread - Pitch dia - Max value	Ermax	0.5752	po	MH ed.28 p.1721 et +
External thread - Pitch dia - Min value	Esmin	0.5589	po	MH ed.28 p.1721 et +
External thread - Major dia - Min value	Dsmin	0.6113	po	MH ed.28 p.1721 et +
Propriétés des matériaux				
Grade de la vis		SAE Grade 8		
Limite ultime de la vis	Suv	150000	psi	MH ed.28 p.1441
Matériau de la pièce filetée		Alder StressProof		
Limite ultime du matériau au filet interne	Sum	58000	psi	Matweib
Charge minimale causant le sectionnement de la vis				
*Formules tirées du Machinery's handbook édition.28 p.1443-1444				
Charge max admissible	P	33000	lbf	P=Suv*Az
Charge max admissible	P	150794.726	N	P=Suv*Az
Longueur minimale d'engagement de la vis pour prévenir l'arrachement des filets externes ou internes et plutôt assister au sectionnement de la vis				
*Formules tirées du Machinery's handbook édition.28 p.1443-1444				
Longueur d'engagement de la vis	Le	0.452822694	po	$Le = (2 * Az) / (0.1416 * Ermax * (1/2 + 0.57735 * n) * (Esmin - Ermax))$
Aire de cisaillement du filet externe	As	0.452	po ²	$As = 3.1416 * n * Le * Krmax * (1/2 * n + 0.57735 * (Esmin - Krmax))$
Aire de cisaillement du filet interne	An	0.645234035	po ²	$An = 3.1416 * n * Le * Dsmin * (1/2 * n + 0.57735 * (Dsmin - Ermax))$
Facteur de résistance relative	J	1.811562276		$J = (As * Suv) / (An * Sum)$
Longueur minimale d'engagement de la vis	li	0.829	po	$li = le * Le * Le$
Longueur minimale d'engagement de la vis	li	20.858	mm	$li = le * Le * Le$

ANNEXE XIV

CALCULS RELATIFS AU DIMENSIONNEMENT DES COLONNES

Propriétés du matériau utilisé pour les colonnes du piédestal et leur dimensions préliminaires

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Equation/Commentaire
Acier ASTM A36				
Module élastique	E	200 000	kgf/cm ²	
Module de Young	E	210	GPa	Not web
Contrainte d'écoulement	σ_y	250	MPa	Not web
Contrainte ultime	σ_u	420	MPa	Not web
Nombre de colonnes	N_c	2		
Largeur de colonne	S_{lx}	314,6	mm	12 po
Longueur sans appui latéral/ajustement	L_u	152,4	mm	6 po
Longueur colonne	L_c	457,2	mm	$L_u \leq L_c \leq L_u$
Transporter				
Force de traction piédestal max	H_{tmax}	201292,8040	N	
Force de compression piédestal max	H_{cmax}	205876,0328	N	

Calcul de flambage et de tension pour des colonnes «C channel» (solution 2) en respect de la norme ANSI/API STANDARD 60X

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Equation/Commentaire
Calcul du critère de flambage et sélection de l'équation applicable				
Module de Young	E	200	GPa	
Contrainte d'écoulement	σ_y	250	MPa	
Coefficient conditions frontières	C	0,25		Hyp. Bout fixe - Bout libre de toute restriction (Shigley's)
Critère	$Crit$	62,83185307		$Crit = (2 \cdot C \cdot \pi^2 \cdot E) / (\sigma_y)^2 (1/2)$
Longueur libre colonne	L	457,2	mm	$L = L_c$
Aire de section	A	3929,0244	mm ²	
Rayon de giration	K	20,2946	mm	$K = (A)^{1/2} (1/2)$
L/K	L/K	22,5281602		$L/K = L/K$
Equation à utiliser calcul flambage		J.B. Johnson		$S(L/K < Crit) ; J.B. Johnson ; Euler$
Calcul de la charge critique selon les équations de Euler et de J.B. Johnson				
Charge critique selon Euler	$ForE$	5820348,87	N	$ForE = (C \cdot \pi^2 \cdot E \cdot A) / (L/K)^2$
Charge critique selon J.B. Johnson	$ForJB$	919118,7349	N	$ForJB = \sigma_y \cdot A \cdot (1 - (\sigma_y \cdot L/K)^2 / (4 \cdot C \cdot \pi^2 \cdot E))$
Charge critique selon équation à utiliser	For	919118,7349	N	
Calcul de la charge maximale de compression à supporter par colonne				
Force de compression piédestal max	F_{cmax}	205876,0328	N	
Nombre de colonnes	N_c	2		
Force de compression colonne max	F_{ccmax}	102938,0162	N	$F_{ccmax} = F_{cmax} / N_c$, Hyp: Effort uniformément réparti
Calcul itératif pour déterminer le profilé adéquat (méthode essais-erreurs)				
Profilé «C channel» choisi selon AISI		C12x20,7	[impérial]	
Aire de section	A	3929,0244	mm ²	6,09 po
Rayon de giration	K	20,2946	mm	0,799 po
Diff. charge critique-charge max	$Diff$	816180,7187	N	$Diff = For - F_{ccmax}$, doit être plus grand que 0
Validation de l'épaisseur du pilier		Valide		
Vérification résistance des colonnes en compression selon la norme ANSI/API STANDARD 60X				
Force de compression colonne max	F_{ccmax}	102938,0162	N	
Aire de section	A	3929,0244	mm ²	
Contrainte comp. colonne à F50 et F5m	$\sigma_{ccF50F5m}$	26,19938328	MPa	$\sigma_{ccF50F5m} = F_{ccmax} / A$
Contrainte d'écoulement	σ_y	250	MPa	
$\sigma_{y\max}$ à F50 et F5m selon API 60X	$\sigma_{y\max}$	67%		$\sigma_{y\max} = 67\%$
Contrainte 50m max selon API 60X	σ_{50m}	167,5	MPa	$\sigma_{50m} = \sigma_y \cdot \sigma_{y\max}$
Validation dim pour contrainte comp		Valide		
F5rupture à F50 et F5m	$F5ruptF50F5m$	15,26753495		$F5ruptF50F5m = \sigma_{ccF50F5m} / \sigma_{ccF50F5m}$

Vérification résistance des colonnes en tension

Force de tension piédestal max	Ftmax	201232,8049 N	
Nombre de colonnes	Nc	2	
Force de tension colonne max	Ftcolmax	100616,4025 N	Ftcolmax=Ftmax/Nc, Hyp: Effort uniformément réparti
Aire de section	A	3205,5244 mm ²	
Contrainte tension colonne à F5p et F5m	σtcF5pF5m	31,38867648 MPa	σtcF5pF5m=Ftcolmax/A
Contrainte adm max selon API 60X	σadmAPI	167,5 MPa	
Validation dim pour contrainte tension		Valide	
Rupture à F5p et F5m	F5rupF5pF5m	12,74344307	F5rupF5pF5m=σtcF5pF5m

Dimensions et poids de chaque colonne

Longueur fibre colonne	L	457,2 mm	18 po
Profil «C Channel» choisi selon ASTM		C12x10,7 [mod13]	
Aire de section	A	3205,5244 mm ²	
Masse volumique	ρ	7850,742 kg/m ³	
Masse d'une colonne	M	14,121 kg	M=ρ*A*L

CORRECTION des calculs sur les colonnes «C channel» (solution 2) APRÈS LEUR USAGE en respect de la norme ANSI/API STANDARD 60X

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Équation/Commentaire
Calcul du critère de flambage et sélection de l'équation applicable				
Module de Young	E	200 GPa		
Contrainte d'écoulement	σy	250 MPa		
Coefficient conditions frontières	C	0,25		Hyp: Bout fixe + Bout libre de toute restriction (Shigley's)
Critère	Crit	62,83185307		Crit=(2*C*n ² *E)/(σy)*(L/2)
Longueur libre colonne	L	457,2 mm		L=L
Aire de section	A	3205,52 mm ²		Donnée issue du modèle CAD
Moment d'inertie de section	Iy	812452,08 mm ⁴		Donnée issue du modèle CAD
Rayon de giration	K	13,3009605 mm		K=σy/A*(1/2)
L/K	L/K	34,37345799		L/K=L/K
Équation à utiliser calcul flambage		J.B. Johnson		Si L/K < Crit, "J.B. Johnson"; "Euler"
Calcul de la charge critique selon les équation de Euler et de J.B. Johnson				
Charge critique selon Euler	FcrE	1445823,362 N		FcrE=(C*n ² *E*A)/(L/K) ²
Charge critique selon J.B. Johnson	FcrJB	735924,3659 N		FcrJB=σy*A*(1-(σy*(L/K) ² /(4*C*n ² *E)))
Charge critique selon équation à utiliser	Fcr	735924,3659 N		
Calcul de la charge maximale de compression à supporter par colonne				
Force de compression piédestal max	Fcmax	205876,0323 N		
Nombre de colonnes	Nc	2		
Force de compression colonne max	Fcolmax	102938,0162 N		Fcolmax=Fcmax/Nc, Hyp: Effort uniformément réparti
Vérification flambage colonnes usinées				
Diff. charge critique-charge max	Diff	652986,3497 N		Diff= Fcr-Fcolmax, doit être plus grand que 0
Validation de l'épaisseur du pilier		Valide		
FS flambage colonnes usinées	Fslambcu	7,149		Fslambcu=Fcr/Fcolmax
Vérification résistance des colonnes en compression selon la norme ANSI/API STANDARD 60X				
Force de compression colonne max	Fcolmax	102938,0162 N		
Aire de section	A	3205,5 mm ²		
Contrainte comp colonne à F5p et F5m	σccF5pF5m	32,11295594 MPa		σccF5pF5m=Fcolmax/A
Contrainte d'écoulement	σy	250 MPa		
σy max à F5p et F5m selon API 60X	σyAPI	87%		σyAPI=σy%
Contrainte adm max selon API 60X	σadmAPI	167,5 MPa		σadmAPI=σy*σyAPI
Validation dim pour contrainte comp		Valide		
FS conception cmax	FScconcmx	5,236		FScconcmx=σadmAPI/σccF5pF5m
Rupture à F5p et F5m	F5rupF5pF5m	12,46603954		F5rupF5pF5m=σccF5pF5m
Vérification résistance des colonnes en tension				
Force de tension piédestal max	Ftmax	201232,8049 N		
Nombre de colonnes	Nc	2		
Force de tension colonne max	Ftcolmax	100616,4025 N		Ftcolmax=Ftmax/Nc, Hyp: Effort uniformément réparti
Aire de section	A	3205,5 mm ²		
Contrainte tension colonne à F5p et F5m	σtcF5pF5m	31,38867648 MPa		σtcF5pF5m=Ftcolmax/A
Contrainte adm max selon API 60X	σadmAPI	167,5 MPa		
Validation dim pour contrainte tension		Valide		
FS conception tmax	FScconcmx	5,338		FScconcmx=σadmAPI/σtcF5pF5m
Rupture à F5p et F5m	F5rupF5pF5m	12,74344307		F5rupF5pF5m=σtcF5pF5m

ANNEXE XV

ANALYSE DE CONVERGENCE DU MODÈLE D'AMEF

Le Tableau-A XV-1 présente les données de l'analyse de convergence pratiquée sur le modèle d'AMEF correspondant au pire des scénarios, soit le modèle développé dans cette recherche (voir section 4.7.1). Les descriptions des zones d'intérêt sur lesquelles l'analyse de convergence a été effectuée sont quant à elles rappelées au Tableau-A XV-2. Ces données sont aussi présentées sous forme de graphiques à la Figure-A XV-1 pour observer la convergence à chacune de ces zones.

Tableau-A XV-1 Données de l'analyse de convergence du modèle d'AMEF représentant le pire des scénarios

	Étape 1	Étape 2	Étape 3	Étape 4	Étape 5	Étape 6
Nombre total de noeuds	19874	26887	49427	136483	148093	290361
Nombre total d'éléments	12701	17086	32631	161301	166013	329161
Tailles des éléments (mm)	18	8	4	2	1	
Équivalents (von Mises) max (MPa)	5 de converg.	5 de converg.	5 de converg.	5 de converg.	5 de converg.	5 de converg.
Zone 1	387.5	319.4	317.7	329.5	322.5	324.6
Zone 2	181.2	182.1	187.0	183.8	181.8	181.8
Zone 3	138.3	138.9	138.3	133.3	138.6	138.6
Zone 4	84.1	84.4	84.8	86.7	86.7	84.8
Zone 5	109.0	108.0	116.4	121.0	128.0	127.8
Zone 6	133.6	127.0	136.2	141.6	143.0	147.0
Zone 7	138.0	141.2	161.9	181.3	181.8	181.8

Tableau-A XV-2 Descriptions des zones d'intérêt de l'analyse de convergence

Zone 1	Surfaces de contact boulon/piédestal et surfaces finies
Zone 2	Surfaces de la plaque aux abords des surfaces de contact
Zone 3	Surfaces usinées au centre de la plaque
Zone 4	Cordon de soudure sur l'anneau de la colonne
Zone 5	Cordon de soudure sur la rampe de la colonne
Zone 6	Surfaces usinées sur la colonne au joint soudé
Zone 7	Surfaces usinées sur la longueur de la colonne

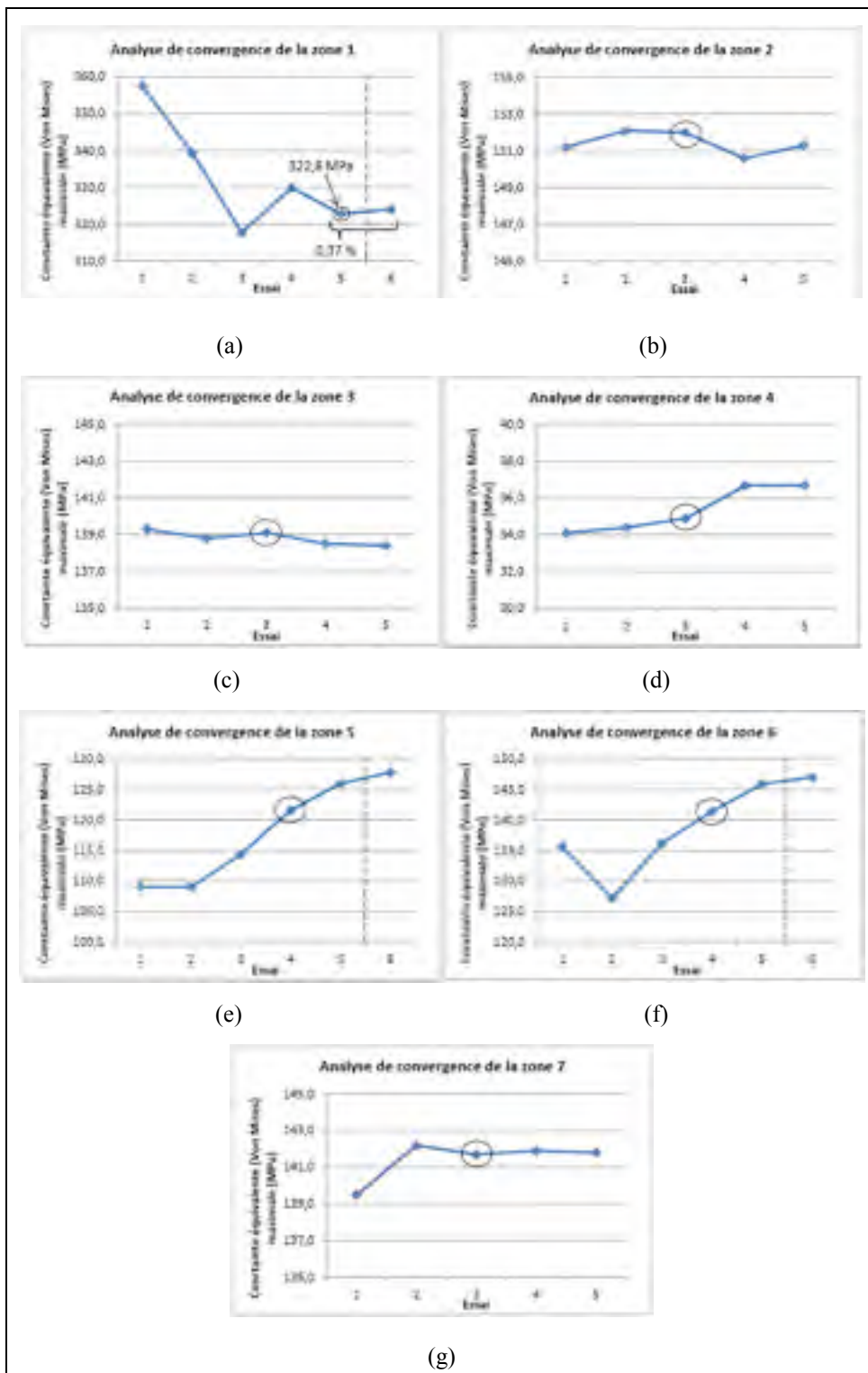


Figure-A XV-1 Graphiques de convergence des zones d'intérêt du modèle d'AMEF représentant le pire des scénarios : a) zone 1, b) zone 2, c) zone 3, d) zone 4, e) zone 5, f) zone 6, g) zone 7

Le Tableau-A XV-3 présente plutôt les données de l'analyse de convergence pratiquée sur le modèle d'AMEF pour des boulons positionnés avec un angle ϕ de 22,50°, et ce, dans le cadre de l'analyse de sensibilité présentée à la section 4.7.3 où on décrit entre autres la signification de cet angle ϕ . De plus, les descriptions des zones d'intérêt sont identiques à celles présentées au Tableau-A XV-2 et ces données sont encore une fois présentées sous forme de graphiques à la Figure-A XV-2 afin d'observer la convergence à ces zones.

Tableau-A XV-3 Données de l'analyse de convergence du modèle d'AMEF pour des boulons positionnés avec un angle ϕ de 22,50°

	Zone 1		Zone 2		Zone 3		Zone 4		Zone 5		Zone 6	
Nombre total de noeuds:	29723	de noeuds:	29843	de noeuds:	44243	de noeuds:	262597	de noeuds:	354058	de noeuds:	338172	
Nombre total d'éléments:	117124	d'éléments:	117244	d'éléments:	41392	d'éléments:	220837	d'éléments:	113025	d'éléments:	162747	
Taille des éléments (mm):		Taille des éléments (mm):		Taille des éléments (mm):		Taille des éléments (mm):		Taille des éléments (mm):		Taille des éléments (mm):		
Contrainte équivalente (Von Mises) (MPa):	% de convergence	Contrainte équivalente (Von Mises) (MPa):	% de convergence	Contrainte équivalente (Von Mises) (MPa):	% de convergence	Contrainte équivalente (Von Mises) (MPa):	% de convergence	Taille des éléments (mm):	Contrainte équivalente (Von Mises) (MPa):	% de convergence	Taille des éléments (mm):	Contrainte équivalente (Von Mises) (MPa):
Zone 1:	297.5	293.9	5.18	271.4	64.47	274.3	18.10	1.0	288.9	0.9	265.8	2.78
Zone 2:	47.7	49.8	3.82	41.1	8.96	44.6	9.00	1.0	44.1	4.0	43.0	
Zone 3:	58.8	58.7	0.01	58.8	0.07	58.7	0.09	1.0	58.8	4.0	58.2	
Zone 4:	68.7	76.0	9.84	81.3	8.27	85.2	4.58	1.0	78.1	4.0	81.7	
Zone 5:	83.2	88.7	6.55	76.1	4.85	79.2	8.78	1.0	78.1	4.0	78.8	1.19
Zone 6:	78.1	88.7	13.02	76.1	4.85	79.2	8.78	1.0	78.1	4.0	78.1	0.19
Zone 7:	54.4	14.8	0.37	58.8	0.07	58.7	0.09	1.0	58.2	4.0	58.0	

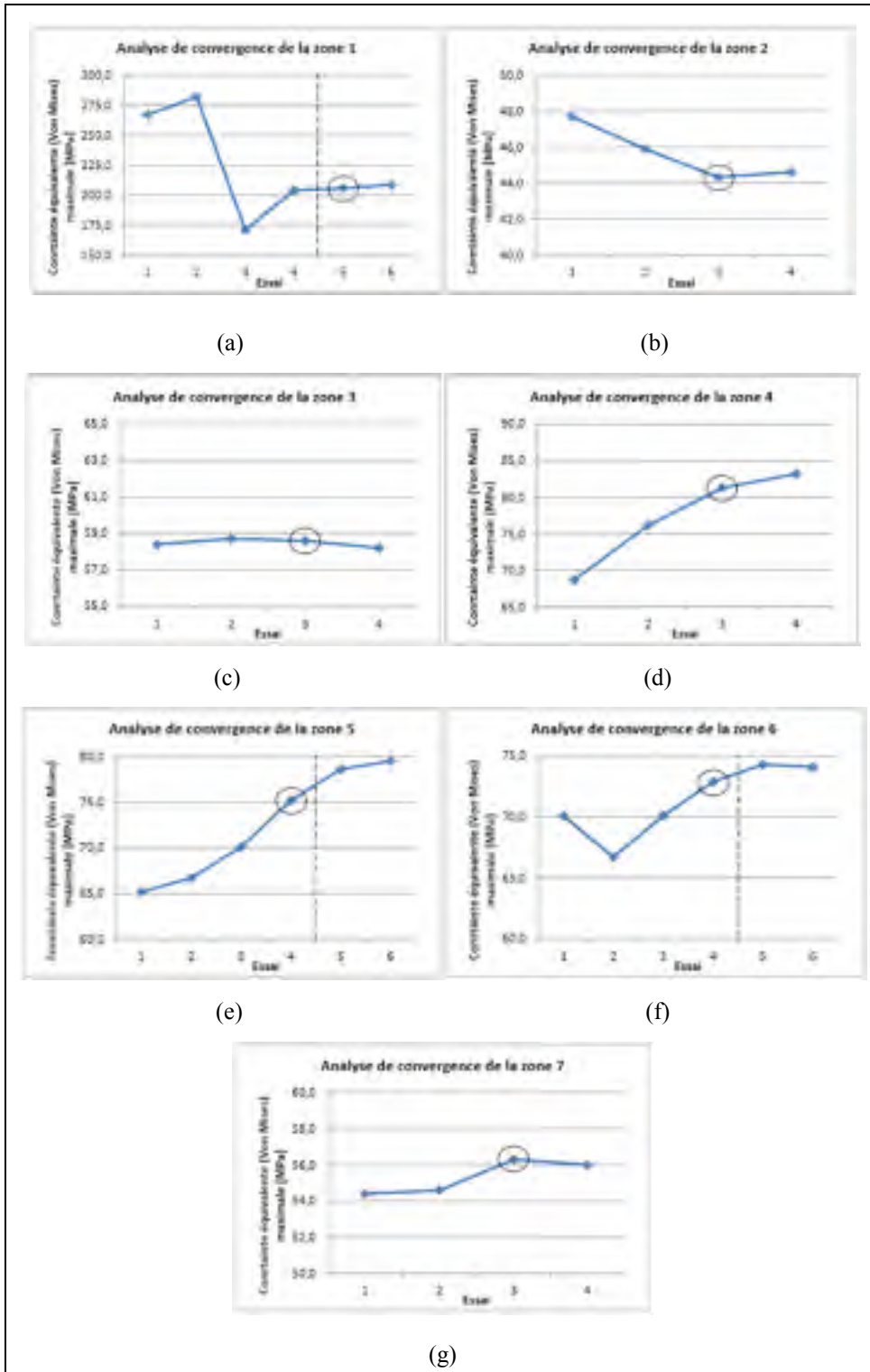


Figure-A XV-2 Graphiques de convergence des zones d'intérêt du modèle d'AMEF pour des boulons positionnés avec un angle ϕ de 22,50 :
a) zone 1, b) zone 2, c) zone 3, d) zone 4, e) zone 5, f) zone 6, g) zone 7

Pour finir, le Tableau-A XV-4 présente les données de l'analyse de convergence pratiquée sur le modèle d'AMEF décrit à la section 4.7.4, soit le modèle présentant une géométrie légèrement modifiée par des enlèvements de matière. Les descriptions des zones d'intérêt additionnelles de ce modèle sur lesquelles l'analyse de convergence a été effectuée sont en outre rappelées au Tableau-A XV-5. Ces données sont aussi présentées sous forme de graphiques à la Figure-A XV-3 pour observer la convergence à ces deux (2) zones.

Tableau-A XV-4 Données de l'analyse de convergence du modèle d'AMEF présentant une géométrie légèrement modifiée

	Essai 1		Essai 2		Essai 3		Essai 4		Essai 5		Essai 6	
Nombre total de nœuds	65700		75000		81150		111150		145057		245133	
Nombre total d'éléments	42310		47270		52150		102130		86001		863250	
Taille des éléments zone 1 (mm)	8.6 [mm]		4.8 [mm]		2.6 [mm]		1.5 [mm]		2.6 [mm]		0.005 [mm]	
Taille des éléments zone 2 (mm)	8.6 [mm]		4.8 [mm]		2.6 [mm]		1.5 [mm]		0.5 [mm]		0.005 [mm]	
Contrainte équivalente (Von Mises) max (MPa)	11.3		10.2		11.6		11.6		11.6		11.3	
% de convergence	-59.0		-62.3		-61.4		-91.2		-90.4		-97.2	

Tableau-A XV-5 Descriptions des zones d'intérêt additionnelles de l'analyse de convergence

Zone 1	Trou oblong dans le montage d'un capteur de proximité
Zone 2	Trou oblong dans le montage d'une boîte électrolyse

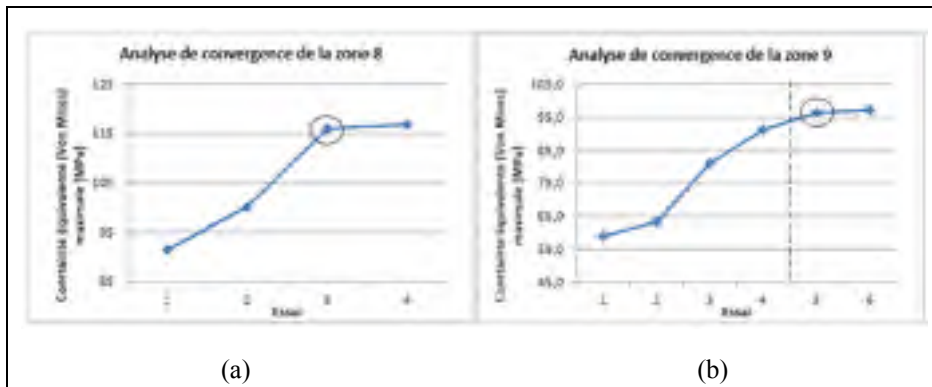


Figure-A XV-3 Graphiques de convergence des différentes zones du modèle d'AMEF présentant une géométrie légèrement modifiée : a) zone 8, b) zone 9

ANNEXE XVI

DÉTAILS SUR LA SÉLECTION DU MÉTAL D'APPORT

Toutes les pièces à souder sont faites d'acier et possèdent la certification ASTM A36. De ce fait, le métal d'apport devant être utilisé pour élaborer un DMOS préqualifié doit être listé au tableau 3.1 de la norme AWS pour le groupe de matériaux dans lequel le métal de base s'inscrit [AWS article 3.3]. Bien que l'acier ASTM A36 soit compris à la fois dans le groupe I et le groupe II selon l'épaisseur des pièces à souder, la liste des métaux d'apport prescrits par la norme demeure la même pour le procédé GMAW. Cette liste comporte les électrodes de classification ER70S-X, E70C-XC et E70C-XM devant tous répondre aux spécifications de la norme AWS A5.18/A5.18M - *Specification for Carbon Steel Electrodes and Rods for Gas Shielded Arc Welding* [AWS tableau 3.1 et article 5.3.4.2].

Tel que spécifié à la section 5.1.3, l'électrode retenue pour réaliser les soudures sur le piédestal porte alors l'identifiant E70C-6M H4. Ce fil-électrode a été sélectionné pour toutes les raisons présentées à cette même section, et aussi parce qu'il est classé parmi ceux dont le taux de diffusion d'hydrogène est certifié comme étant le plus faible selon l'AWS. En effet, la valeur moyenne maximale de ce taux ne dépasse pas les 4,0 ml d'hydrogène par 100 g de métal d'apport déposé (AWS, 2005, p. 12). Cette caractéristique est bénéfique pour la présente application, car le métal de base est enclin à la fissuration lorsque l'hydrogène en présence n'est pas contrôlé. En effet, ce métal est composé d'environ 0,26 % de carbone et la valeur de son carbone équivalent ne dépasse pas les 0,30 %. De ce fait, il s'inscrit à la zone II dans la classification des aciers selon leur composition chimique [AWS article I5.1], tel qu'illustré à la Figure-A XVI-1. Cette zone regroupe les aciers pour lesquels on recommande de contrôler le niveau d'hydrogène ou l'apport en énergie lors du soudage [AWS article I5.2], et ce, comme méthodes alternatives pour déterminer la température de préchauffage des pièces à souder pour les DMOS non préqualifiés [AWS article 4.8.4]. Rappelons toutefois que le DMOS préliminaire est préqualifié, et que la température de ce préchauffage qui vise à prévenir la fissuration à froid est déterminée d'une autre façon. Cette dernière

méthode est présentée à la section 5.1.4. Néanmoins, sachant que le métal de base dans cette étude est sujet à la fissuration à froid et que l'on peut prévenir ce phénomène en utilisant une de ces méthodes alternatives, il demeure pertinent de minimiser le niveau d'hydrogène en sélectionnant un tel fil-électrode.

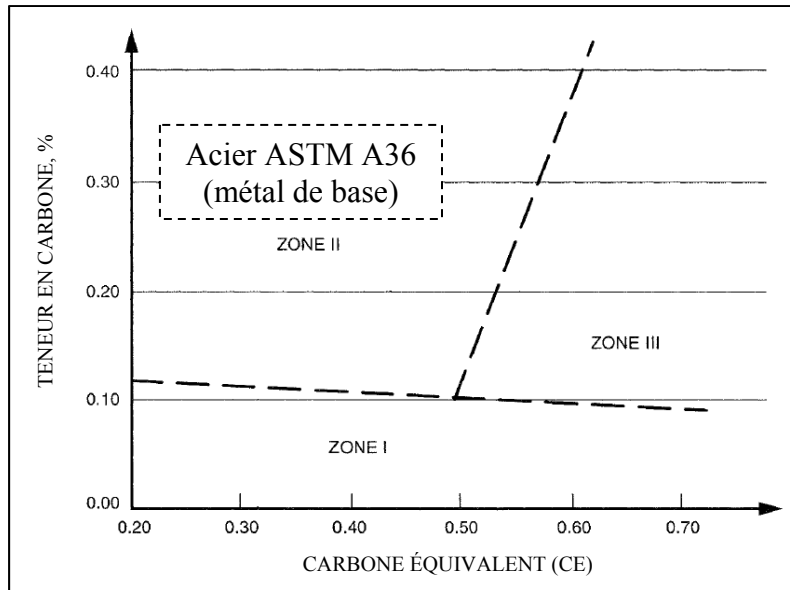


Figure-A XVI-1 Classification par zones des aciers
Adaptée de l'AWS (2010, p. 326)

ANNEXE XVII

DÉTAILS SUR LA PRÉPARATION, LE PROFIL ET LA FINITION DES JOINTS SOUDÉS

La préparation des joints a été réalisée en plusieurs étapes. Tout d'abord, les deux (2) embouts de chaque profilé, soit les faces formant leur section transversale, ont été préalablement usinés. Par la suite, les arêtes des plaques et des profilés aux joints à souder ont été préparées à l'aide d'une meuleuse d'angle de façon à obtenir une géométrie de joint s'apparentant à celle présentée à la Figure-A XVII-1. Notons que les dimensions de cette préparation sont présentées à la section 5.1.6 et que l'usinage et le meulage sont en effet des procédés acceptés par la norme AWS pour la préparation des joints [AWS article 5.15.2].

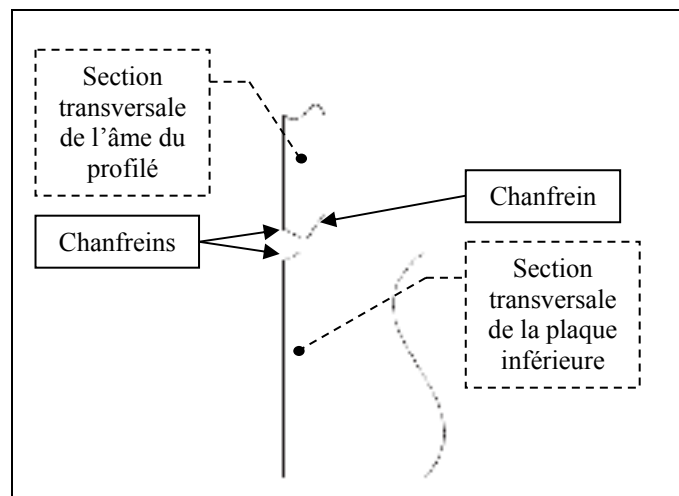


Figure-A XVII-1 Géométrie de la préparation des joints soudés

Ajoutons que les surfaces préparées doivent aussi être exemptes de toutes discontinuités capables d'affecter négativement la qualité ou la résistance mécanique de la soudure. En outre, les surfaces préparées ainsi que les surfaces adjacentes au cordon de soudure doivent être exemptes de tous contaminants [AWS article 5.15].

Soulignons aussi que la fabrication des pièces formant le prototype a été effectuée simultanément avec la réalisation des essais de soudage décrits au chapitre 6 afin d’accélérer le processus de prototypage. Ce sont ces essais qui ont permis de déterminer les dimensions de la configuration à adopter aux joints, soit une configuration inscrite dans le modèle de configuration préqualifiée de la norme AWS présentée à la Figure-A XVII-2 avec ses dimensions et tolérances [AWS article 3.13]. Ainsi, le meulage manuel a été retenu dans cette recherche pour la préparation des joints, car cette méthode était beaucoup plus rapide et moins coûteuse qu’une étape additionnelle d’usinage.

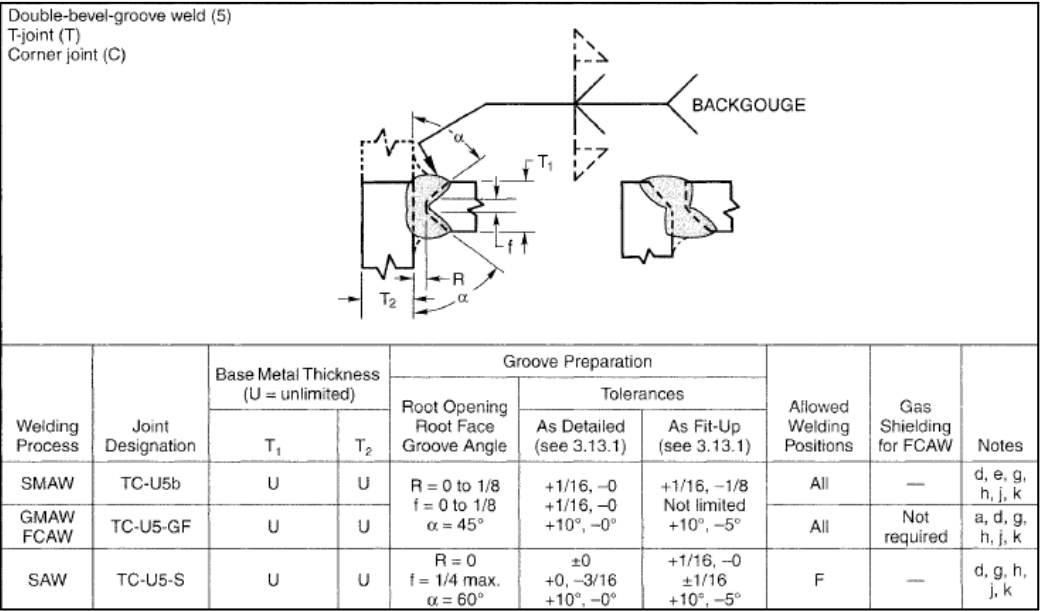


Figure-A XVII-2 Configuration préqualifiée d’un joint
à pénétration complète selon la norme AWS
Tirée de l’AWS [AWS figure 3.4]

Toutefois, dans l’éventualité où d’autres prototypes seraient fabriqués à la suite de cette recherche, leurs joints pourraient être préparés lors de l’usinage des pièces. Notons cependant que les discontinuités laminaires causées par l’usinage des surfaces préparées ne doivent pas présenter une longueur visible dépassant 1 po. De cette façon, aucune réparation ni aucune inspection ne sont nécessaires avant de procéder au soudage [AWS article 5.15.1 et tableau 5.4]. Dans le cas où cette longueur dépasse cette limite, les réparations et l’inspection des surfaces préparées doivent être effectuées selon les exigences de la norme AWS présentées

aux articles 5.15.1.1 et 5.15.1.2 ainsi qu'au tableau 5.4 de celle-ci [articles 5.15.1, 5.15.1.1 et 5.15.1.2].

Quant à eux, les profils des joints soudés doivent satisfaire les critères d'acceptabilité présentés au tableau 6.1 de la norme AWS, sans s'y limiter. En effet, les joints doivent être aussi exempts de fissures, de débordements et de discontinuités inacceptables de leur profil présenté à la figure 5.4 et détaillé aux tableaux 5.9 et 5.10 de la même norme [AWS article 5.24].

Pour finir, les cordons de soudure pratiqués sur les côtés extérieurs des joints en coin doivent être meulés de façon à obtenir une transition lisse et plane entre les composantes soudées. Cette transition doit renvoyer un fini de surface moyen (R_a) égal ou inférieur à $125 \mu\text{po}$ et les stries de finition peuvent être orientés dans n'importe quelle direction [AWS article 5.24.3.2]. Notons qu'on ne doit pas réduire l'épaisseur des profilés de plus de $1/32$ po lors de cette opération de finition [AWS article 5.24.3.1].

ANNEXE XVIII

DÉTAILS SUR LE SOUDAGE PAR POINTAGE DES JOINTS

Le modèle de configuration préqualifiée de la norme AWS dans lequel la configuration des joints soudés par pointage s'inscrit est présenté à la Figure-A XVIII-1 avec ses tolérances et dimensions [AWS article 3.12].

Single-bevel-groove weld (4)
 Butt joint (B)
 T-joint (T)
 Corner joint (C)

Welding Process	Joint Designation	Base Metal Thickness (U = unlimited)		Groove Preparation			Allowed Welding Positions	Weld Size (E)	Notes			
		T ₁	T ₂	Root Opening Root Face Groove Angle	Tolerances							
					As Detailed (see 3.12.3)	As Fit-Up (see 3.12.3)						
SMAW	BTC-P4	U	U	R = 0 f = 1/8 min. α = 45°	+1/16, -0 +U -0 +10°, -0°	+1/8, -1/16 ±1/16 +10°, -5°	All	S-1/8	b, e, f, g, j, k			
GMAW FCAW	BTC-P4-GF	1/4 min.	U	R = 0 f = 1/8 min. α = 45°	+1/16, -0 +U -0 +10°, -0°	+1/8, -1/16 ±1/16 +10°, -5°	F, H V, OH	S S-1/8	a, b, f, g, j, k			
SAW	TC-P4-S	7/16 min.	U	R = 0 f = 1/4 min. α = 60°	±0 +U, -0 +10°, -0°	+1/16, -0 ±1/16 +10°, -5°	F	S	b, f, g, j, k			

Figure-A XVIII-1 Configuration préqualifiée d'un joint
à pénétration partielle selon la norme AWS
Tirée de l'AWS [AWS figure 3.3]

Notons aussi qu'en considérant que le soudage par pointage est pratiqué dans des zones où la structure ressentira une tension cyclique lors de sa mise en opération, les soudures par pointage doivent être dans un premier temps nettoyées [AWS article 5.18.4] puis incorporées à la soudure finale [AWS article 5.18.2].

En outre, le fil-électrode utilisé pour réaliser le soudage par pointage doit rencontrer les requis des soudures finales [AWS article 5.18.4]. Le même fil-électrode est donc employé pour effectuer le soudage final et le soudage par pointage.

Pour finir, ajoutons qu'il est possible d'utiliser une combinaison de DMOS préqualifiés sans devoir qualifier ladite combinaison [AWS article 3.6.1]. Ainsi, les DMOS des soudures par pointage et des soudures finales sont pris séparément, sans qualification supplémentaire de leur combinaison.

ANNEXE XIX




DMOS PRÉLIMINAIRE ET ESSAIS DE SOUDAGE ASSOCIÉS

(voir pages suivantes)

WELDING PROCEDURE SPECIFICATION (WPS) Yes <input checked="" type="checkbox"/> PREQUALIFIED <input checked="" type="checkbox"/> QUALIFIED BY TESTING <input type="checkbox"/> or PROCEDURE QUALIFICATION RECORDS (PQR) Yes <input type="checkbox"/>								
Company Name <u>RDC CONTROL LTD</u> Welding Process(es) <u>GMAW</u> Supporting PQR No. (s) <u>Prequalified</u>				Identification # <u>W5010</u> Revision <u>A</u> Date <u>2016-06-15</u> By <u>H. Michaud</u> Authorized by <u>(to determine)</u> Date <u>(to determine)</u> Type—Manual <input type="checkbox"/> Semiautomatic <input checked="" type="checkbox"/> Mechanized <input type="checkbox"/> Automatic <input type="checkbox"/>				
JOINT DESIGN USED Type: Corner Single <input type="checkbox"/> Double Weld <input checked="" type="checkbox"/> Backing: Yes <input type="checkbox"/> No <input checked="" type="checkbox"/> Backing Material: <u>---</u> Root Opening <u>3/32"</u> Root Face Dimension <u>1/32-1/16"</u> Groove Angle: <u>---</u> Radius (J-U) <u>---</u> Back Gouging: Yes <input checked="" type="checkbox"/> No <input type="checkbox"/> Method <u>Grinding</u>				POSITION Position of Groove: <u>1G</u> Fillet: <u>2F</u> Vertical Progression: Up <input type="checkbox"/> Down <input type="checkbox"/>				
BASE METALS Material Spec. <u>ASTM A36</u> Type or Grade <u>---</u> Thickness: Groove <u>1/4 - 5/16"</u> Fillet <u>5/16"</u> Diameter (Pipe) <u>---</u>				ELECTRICAL CHARACTERISTICS Transfer Mode (GMAW) Short-Circuiting <input type="checkbox"/> Globular <input type="checkbox"/> Spray <input checked="" type="checkbox"/> Current: AC <input type="checkbox"/> DCEP <input checked="" type="checkbox"/> DCEN <input type="checkbox"/> Pulsed <input type="checkbox"/> Power Source: CC <input type="checkbox"/> CV <input checked="" type="checkbox"/> Other <u>---</u> Tungsten Electrode (GTAW) Size: <u>---</u> Type: <u>---</u>				
FILLER METALS AWS Specification <u>A5.18</u> AWS Classification <u>E70C-6M H4</u>				TECHNIQUE Stringer or Weave Bead: <u>Stringer</u> Multi-pass or Single Pass (per side) <u>Multi-pass</u> Number of Electrodes <u>1</u> Electrode Spacing Longitudinal <u>---</u> Lateral <u>---</u> Angle <u>---</u> Contact Tube to Work Distance <u>3/4"</u> Peening <u>None</u> Interpass Cleaning: <u>Slacks removed + wire brush</u>				
SHIELDING Flux <u>---</u> Gas <u>Argon - CO2</u> Composition <u>92% Ar / 8% CO2</u> Electrode-Flux (Class) <u>---</u> Flow Rate <u>40 cfh</u> Gas Cup Size <u>5/8" ID</u>				POSTWELD HEAT TREATMENT Temp. <u>N/A</u> Time <u>N/A</u>				
PREHEAT Preheat Temp., Min. <u>150°F</u> Interpass Temp., Min. <u>150°F</u> Max. <u>500°F</u>								
WELDING PROCEDURE								
Pass or Weld Layer(s)	Process	Filler Metals		Current		Volts	Travel Speed	Joint Details
		Class	Diam.	Type & Polarity	Amps or Wire Feed Speed			
1	GMAW	E70-6M	.045"	DC+	285 Amps	27.0	19 ipm	
2	"	"	"	"	"	"	29 ipm	
3	"	"	"	"	"	"	29 ipm	
4	"	"	"	"	"	"	19 ipm	

Figure-A XIX-1 DMOS préliminaire

Tableau-A XIX-1 Détails des essais de soudage menant au DMOS préliminaire

No° mo- dèle	Facteurs indépendants relatifs à la configuration du joint	Facteurs indépendants relatifs aux réglages de l'équipement de soudage				Facteurs indépendants relatifs à la technique de soudage						Commentaires sur les résultats obtenus
		No° passe	Débit de gaz [cfh]	Tension [V]	WFS [po/min] ou Intensité [A]	Direction (Pousser / Tirer)	Technique (Linéaire / Oscillation)	Inclinaison avec le plan horizontal [°]	Angle de pousser / tirer avec le plan vertical [°]	Distance entre le tube-contact et le cordon [po]	Vitesse d'avance [po/min]	
1		1	40	27,0	500 po/min (285 A)	T	S	30	15	0,75	14	Problème : La pénétration est faible sur la 1 ^{ère} passe. Un gougeage très profond est donc nécessaire avant de réaliser celle au revers. Solution : Modifier la configuration pour améliorer la pénétration sur la 1 ^{ère} passe et ainsi minimiser le gougeage.
		2				P		90			19	
2		1	"	"	"	T	"	30	"	"	13	Problème : La pénétration est plus importante, mais toujours insuffisante. De plus, la traînée d'un bain de fusion volumineux sur la 1 ^{ère} passe forme des caniveaux aux raccords. Solution : Réaliser la soudure intérieure en 3 passes pour réduire la taille du bain de fusion, augmenter la pénétration de la 1 ^{ère} passe et éliminer les caniveaux.
		2				P		90			19	
3		1	"	"	"	T	"	30	"	"	19	Aucun problème répertorié. Possibilité d'amélioration : Augmenter la vitesse d'avance de soudage afin d'améliorer la productivité. Certains paramètres relatifs au réglage de l'équipement doivent cependant être modifiés pour accompagner cette augmentation afin de conserver les dimensions du joint.
		2				P		"			29	
		3				"		"			"	
		4				"		90			19	
4	"	1	"	28,0	525 po/min	T	"	30	"	"	16	Problème : L'augmentation de la vitesse d'avance a réduit le contrôle qu'avait le soudeur sur le bain de fusion. Le joint présente donc un profil insatisfaisant à certains endroits. Solution : Réduire la vitesse d'avance. Conclusion : Les valeurs des paramètres utilisés lors de la réalisation du modèle no°3 forme l'ensemble de paramètres à retenir pour le DMOS.
		2				P		"			29	
		3				"		"			40	
		4				"		90			25	

ANNEXE XX

ÉTAPES DE MONTAGE DU GABARIT DE SOUDAGE

Les principales étapes de montage du gabarit de soudage sont illustrées à la Figure-A XX-1. On y montre en (a) la base du montage, soit la plaque inférieure du piédestal. Ensuite, on y dépose en (b) la structure d'appui du gabarit dont les extrémités forment des plans d'appui parallèles. Cette structure est centrée et alignée visuellement avec les médianes de la plaque. Par la suite, on y superpose en (c) la plaque supérieure du piédestal. Afin d'assurer l'alignement de ces plaques, deux (2) tiges traversent et alignent deux (2) des quatre (4) trous de passage communs aux deux (2) plaques, tel qu'illustré en (d). Ces tiges sont tenues en place grâce à des aimants en rondelle déposés sur la surface supérieure de ces trous de passage, prenant pour appui le pourtour de ces trous et soutenant les tiges par un contact avec leurs embouts supérieurs plats. Une fois alignées, les plaques et la structure d'appuis sont rendues solidaires en faisant traverser deux (2) tiges filetées dans les trous de passage communs restants pour être ensuite boulonnées à leurs extrémités, tel que présenté en (e). À cette étape, les surfaces fonctionnelles de la construction soudée sont toutes localisées et leurs degrés de liberté tous bloqués. Une fois l'assemblage solidaire et sécurisé, on vient glisser en (f) les profilés entre les plaques. Cette étape est rendue possible grâce au jeu qui existe entre les plaques et les profilés une fois que ceux-ci sont en position. Ce jeu est nécessaire lors de l'assemblage pour assurer le parallélisme des plaques qui est assuré par la structure d'appui présentée précédemment. Des cales d'espacement sont glissées en dessous et au-dessus des profilés pour que l'on retrouve des espacements similaires entre les extrémités des profilés et des plaques supérieure et inférieure. Ces profilés sont ensuite alignés visuellement avec le contour des plaques à l'aide de cales d'alignement. Une fois l'ensemble de ces étapes accompli, on peut procéder au soudage par pointage.

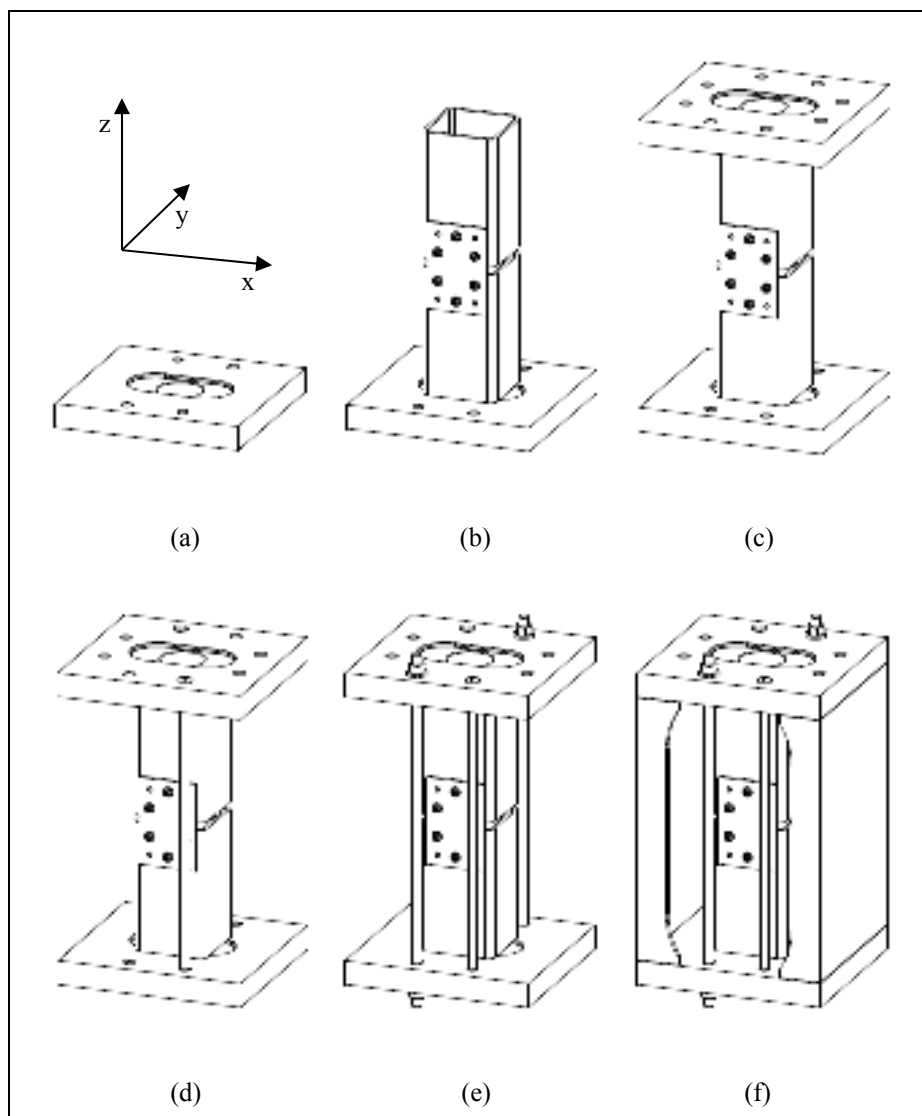


Figure-A XX-1 Étapes du montage de la structure et du gabarit pour le soudage par pointage : a) plaque inférieure, b) structure d'appui du gabarit, c) plaque supérieure, d) tiges d'alignement du gabarit, e) tiges filetées de serrage du gabarit, f) profilés

ANNEXE XXI

SÉQUENCE DE SOUDAGE DU PROTOTYPE DE PIÉDESTAL

La première étape de la séquence de soudage est le soudage par pointage. Cette opération est réalisée sur la structure une fois que celle-ci est assemblée avec son gabarit de montage, tel qu'illustré à la Figure-A XXI-1. La structure est maintenue en position verticale, soit lorsque sa hauteur est perpendiculaire au sol. De ce fait, les soudures par point sont réalisées aux différents joints en position de soudage horizontale.

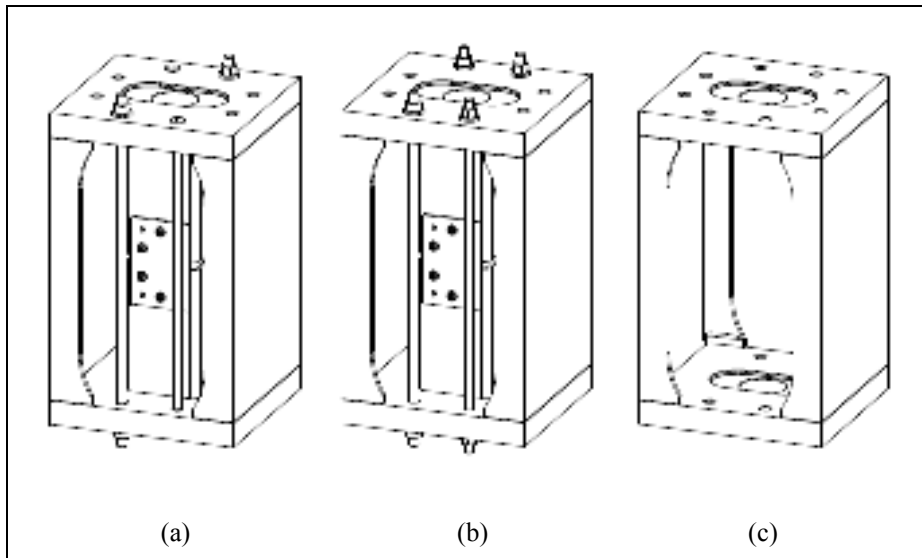


Figure-A XXI-1 Évolution du montage de la structure et du gabarit à travers les étapes de soudage : a) avec les tiges d'alignement, b) sans les tiges d'alignement, c) sans le gabarit

Une fois les soudures par point réalisées aux quatre (4) joints, toutes les cales d'espacement situées aux joints ainsi que les tiges d'alignement traversant la structure sont retirées. Ces dernières sont remplacées par deux (2) autres tiges filetées de serrage. Celles-ci sont boulonnées de la même façon que les autres tiges filetées déjà présentes sur la construction soudée, tel qu'illustré à la Figure-A XXI-1 (b). Une fois le tout solidaire, les semelles des profilés sont soudées sur les côtés extérieurs de la structure dans la position de soudage à plat. Il est donc nécessaire de couler au préalable la structure et de la réorienter au cours de

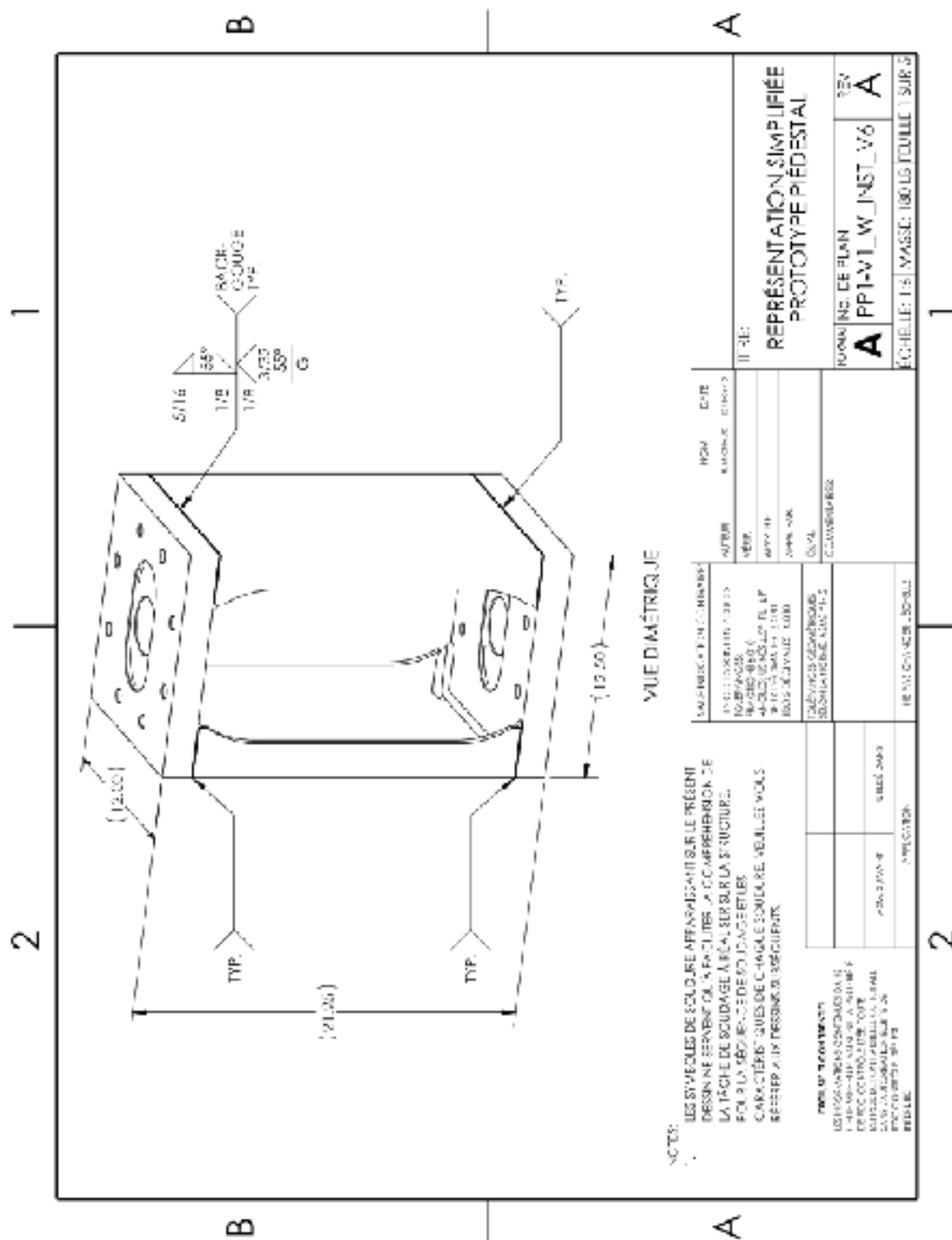
cette étape de soudage. Notons qu'à ce stade, le gabarit n'a plus comme objectif de positionner les pièces de l'assemblage, mais plutôt de rigidifier la structure pour minimiser la distorsion thermique.

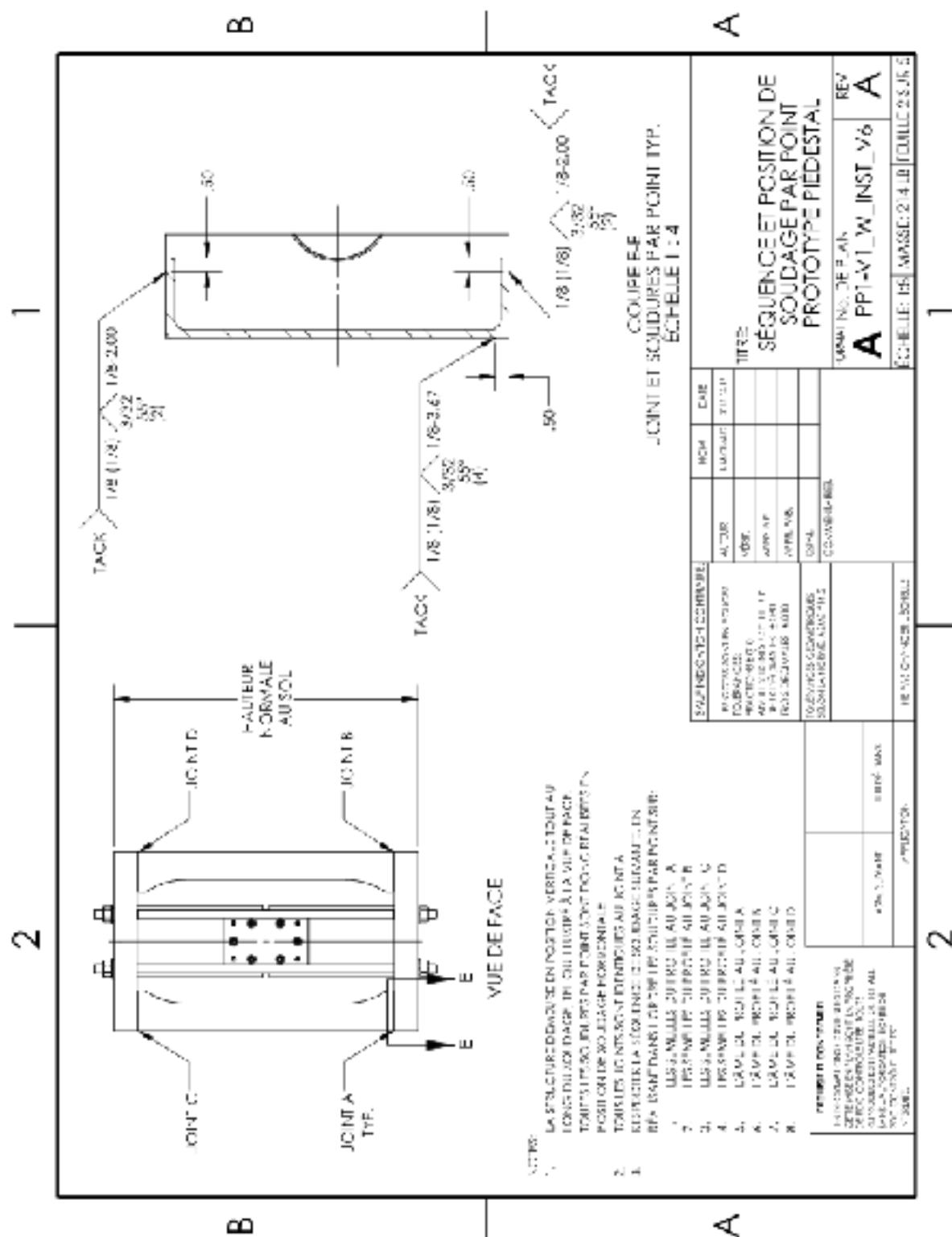
Par la suite, le gabarit en entier est retiré afin de procéder au soudage des joints sur les côtés intérieurs de la structure, tel qu'illustré à la Figure-A XXI-1 (c). À ce stade, la rigidité de la structure est assurée par les soudures réalisées à l'étape précédente. De plus, le soudage est effectué en position horizontale. La construction soudée doit donc se tenir en position verticale et doit être inversée au cours de cette étape afin de réaliser les soudures d'angle sur la plaque supérieure.

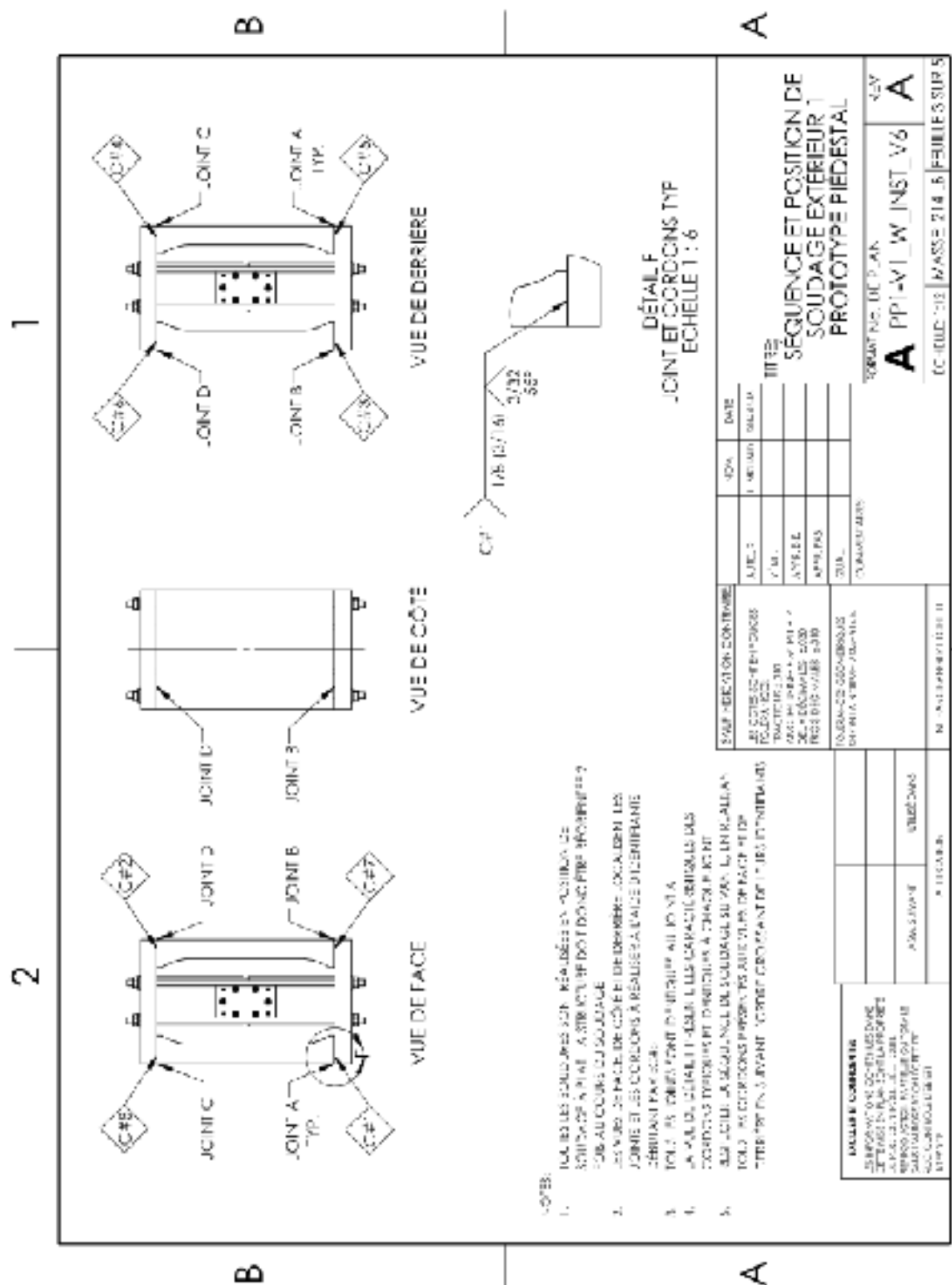
La dernière étape consiste à finaliser le soudage des joints sur les côtés extérieurs de la structure. Notons qu'avant de procéder au soudage, les soudures préalablement effectuées sur les côtés extérieurs des semelles sont complètement retirées lors du gougeage afin d'atteindre le métal sain sur la totalité des joints extérieurs. Au cours de cette étape, la structure est couchée et retournée autant de fois que nécessaire pour réaliser les soudures en position à plat.

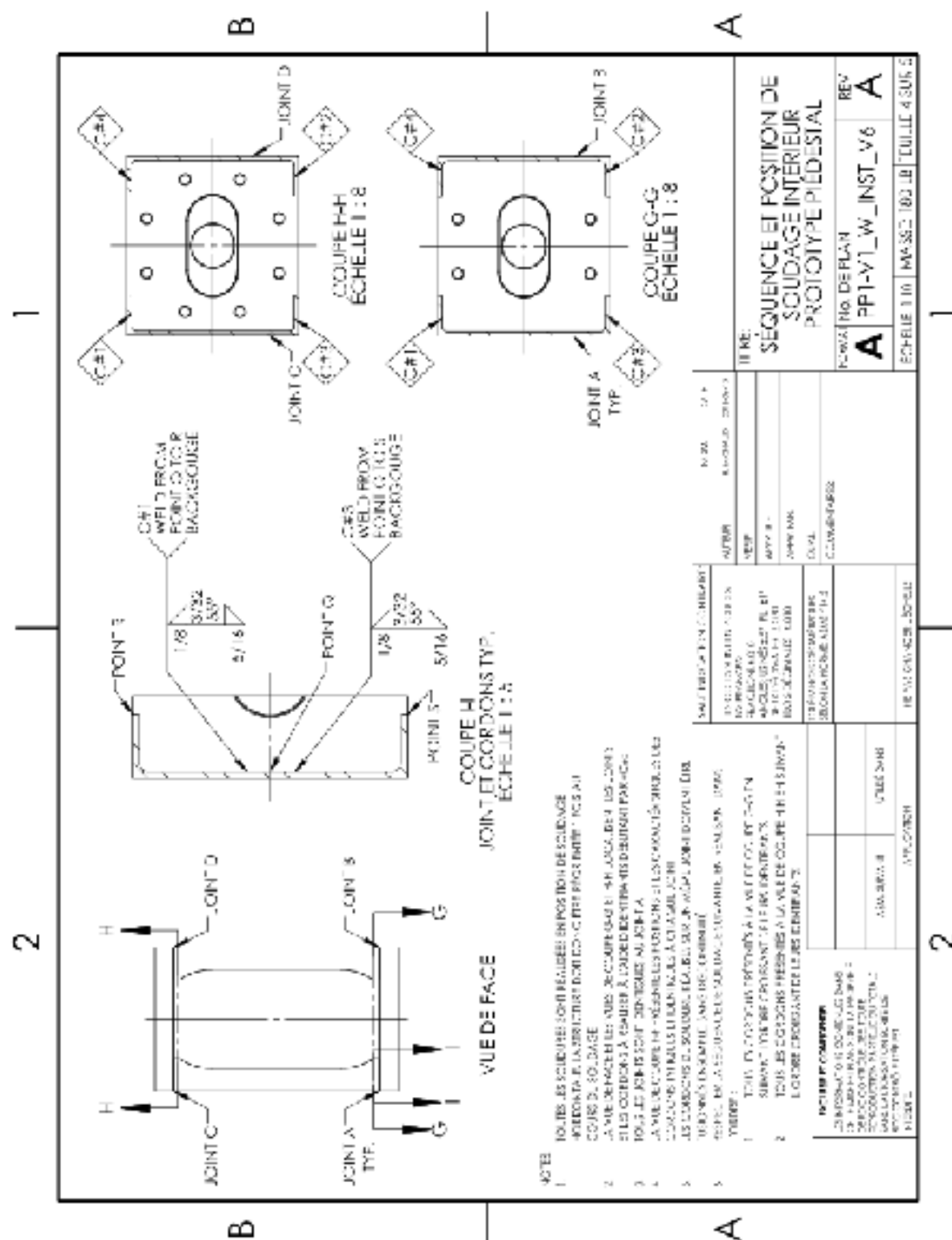
Soulignons en outre que la fragmentation de ces étapes de soudage est nécessaire pour faciliter les tâches de gougeage à l'envers. En effet, cette opération est pratiquée à l'aide d'une meuleuse d'angle et celle-ci ne peut être opérée dans les coins intérieurs de la structure dû à sa géométrie et à la dimension de son disque. Ainsi, ces étapes et les séquences de soudage associées sont non seulement établies de façon à assurer la rigidité de la structure et à minimiser la distorsion thermique, mais aussi pour éviter des étapes de gougeage dans les coins intérieurs de la construction soudée.

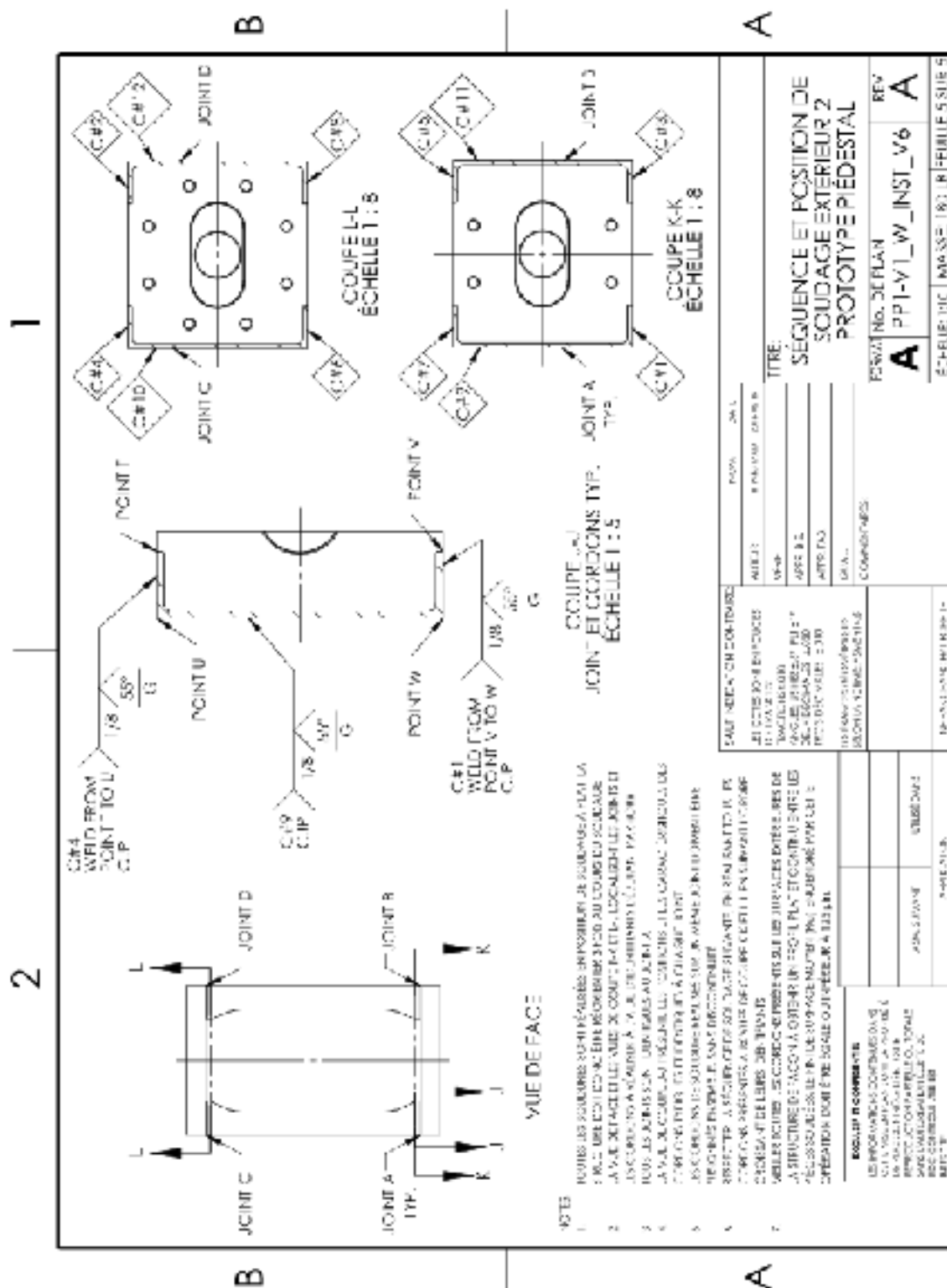
Pour finir, notons que les dessins techniques utiles à la réalisation de cette séquence de soudage sont tous disponibles à cette annexe et députent à partir de la page suivante.











ANNEXE XXII

DÉTAILS SUR LES CONTRÔLES PAR RESSUAGE ET PAR MAGNÉTOSCOPIE

Un contrôle par ressuage au liquide pénétrant fluorescent a été mené sur l'échantillon présenté à la section 6.2.1 lors de l'évaluation formative du DMOS préliminaire. Les substances ayant été utilisées pour réaliser ce contrôle sont des produits de *Magnaflux*[®] et se décrivent comme suit :

1. Liquide pénétrant : *Zyglo*[®] ZL-27A
2. Solvant : *Spotcheck*[®] SKC-S
3. Révélateur : *Spotcheck*[®] SKD-S2 Aerosol

Le relevé des indices s'est fait à deux (2) moments, soit lors de l'extraction de l'excès de pénétrant et à la suite de l'application du révélateur. Les indices jugés pertinents ont été ressollicités par de légères applications de solvant afin de confirmer leur pertinence par ressuage.

La plupart des indices relevés découlaient d'éclaboussures du bain de fusion et ont été jugés comme étant non pertinents. La soudure intérieure ne renvoyait qu'un (1) seul indice jugé pertinent se rapportant à un léger manque de fusion d'une longueur approximative de 2 mm entre la 2^e et la 3^e passe. Un second indice semblait indiquer une discontinuité de même type, mais a plutôt été jugé non-pertinent à la suite d'une absence de ressuage après une ressollicitation. Ces deux (2) indices sont identifiés à la Figure-A XXII-1, tandis que les autres indices non pertinents y apparaissent sans y être identifiés.

La soudure extérieure a aussi été inspectée, et ce, de la même façon que la soudure intérieure. Les indices pertinents relevés sont identifiés à la Figure-A XXII-2 et font ici référence à de légères porosités. Bien que ces indices de moins de 1 mm de diamètre apparaissent à la surface, les porosités auxquelles ils se rapportent demeurent complètement invisibles à l'œil nu sans pratiquer le ressuage.



Figure-A XXII-1 Contrôle par ressuage au liquide pénétrant fluorescent de la soudure intérieure

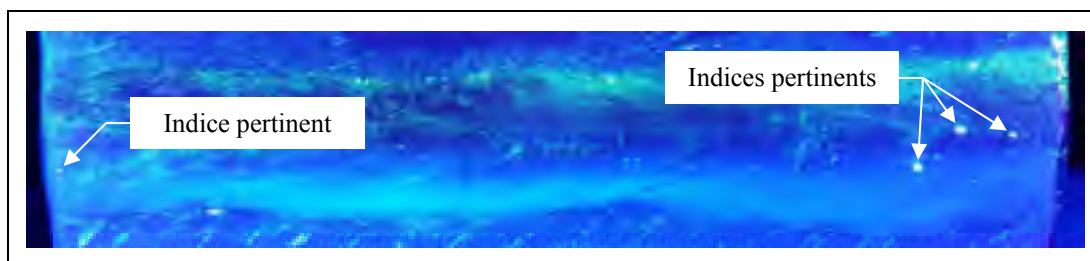


Figure-A XXII-2 Contrôle par ressuage au liquide pénétrant fluorescent de la soudure extérieure

Un contrôle magnétoscopique a aussi été mené sur le même échantillon pour contre-vérifier les indices relevés lors du contrôle par ressuage. Cette inspection a permis de révéler une seconde fois l'indice pertinent précédemment identifié sur la soudure intérieure et illustré à la Figure-A XXII-1. D'autres indices ont aussi été relevés, mais ont été jugés non pertinents après que la poudre magnétique se soit dispersée sous l'action d'un faible débit d'air. Ainsi, la Figure-A XXII-3 illustre les indices révélés par cette méthode d'inspection sur la soudure intérieure, où seul l'indice pertinent est identifié.



Figure-A XXII-3 Contrôle magnétoscopique de la soudure intérieure

Notons qu'un contrôle similaire a été pratiqué du côté de la soudure extérieure, mais n'a révélé aucun indice pertinent. Cette absence d'indice ne signifie toutefois pas une absence de discontinuité. En effet, contrairement au contrôle par ressuage, le contrôle magnétoscopique requiert des conditions particulières ou des techniques spéciales pouvant être adoptées par un inspecteur qualifié afin de détecter les discontinuités s'inscrivant dans la catégorie des porosités (ASME, 2011, p. 6). De ce fait, les indices pertinents relevés lors du contrôle par ressuage et suggérant la présence de fines porosités à la surface de la soudure sur réparation doivent toujours être considérés.

ANNEXE XXIII

C-SCAN ET B-SCAN DE L'ÉCHANTILLON

La Figure-A XXIII-2 illustre le C-scan ainsi que le plan de coupe transversale H-H sur lequel le B-scan présenté à la Figure-A XXIII-2 a été effectué. Ceux-ci ont permis de relever et de localiser les discontinuités présentées à la section 6.2.4 de ce mémoire. Ces discontinuités sont d'ailleurs clairement identifiées sur ces deux (2) figures. En outre, on observe sur le C-scan que, selon la palette de couleurs d'affichage présentée à la Figure-A XXIII-3, la discontinuité renvoyant la plus forte amplitude du signal ultrasonore est celle portant l'identifiant «Disc.5».

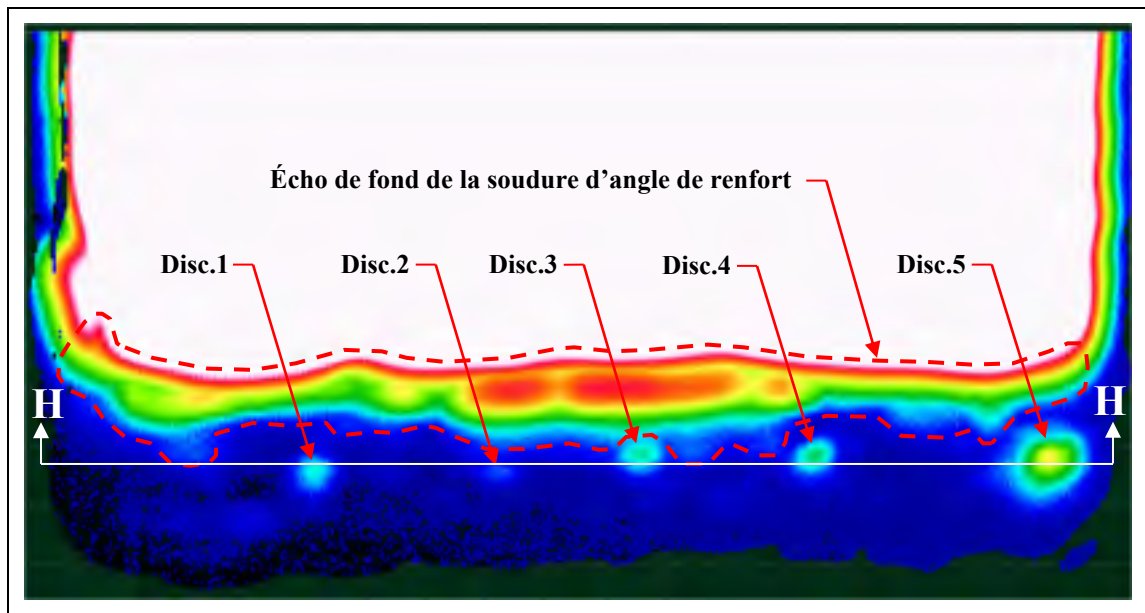


Figure-A XXIII-1 C-scan de l'échantillon

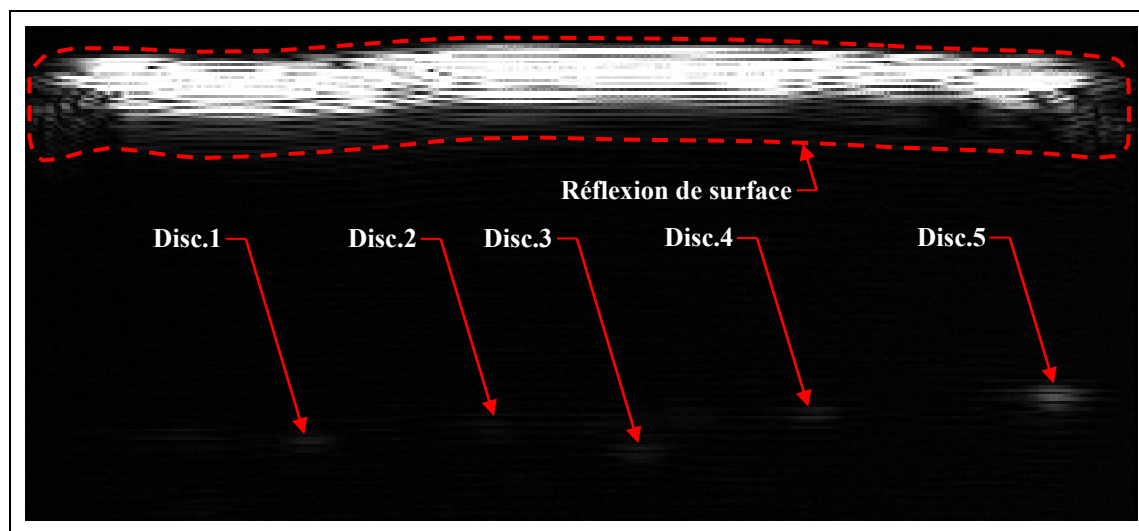


Figure-A XXIII-2 B-scan de l'échantillon

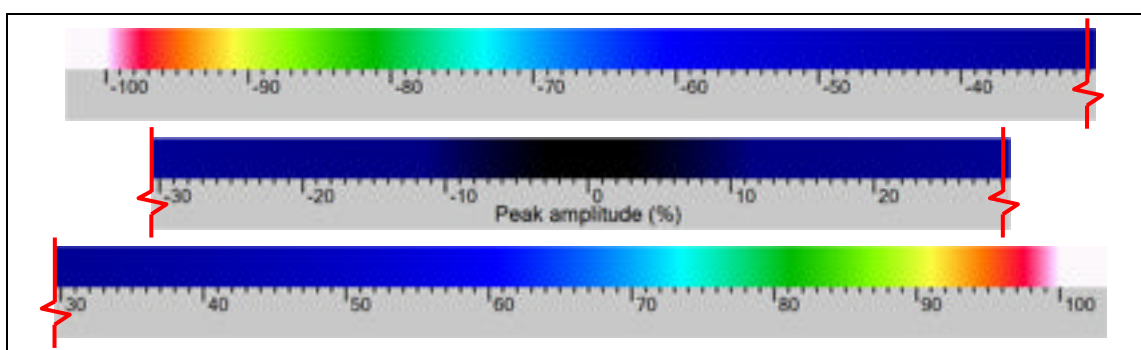


Figure-A XXIII-3 Palette de couleurs d'affichage de la cartographie C-scan en fonction de l'amplitude du signal ultrasonore

ANNEXE XXIV

ÉTUDE APPROFONDIE DE LA DISCONTINUITÉ N°5

Cette étude approfondie de la discontinuité n°5 a été réalisée afin de connaître les causes de sa formation, permettant ainsi d'orienter l'élaboration des éventuelles actions correctives. Pour ce faire, des analyses dispersives en énergie (*EDS* ou *EDX₃₆*) ont été effectuées à l'aide d'un microscope électronique à balayage (MEB) de modèle *Hitachi SU-8230* (voir Figure-A XXIV-1) dans un des laboratoires de l'ÉTS afin d'identifier les différents composants chimiques présents à la surface de la discontinuité n°5 ainsi qu'aux surfaces avoisinantes. Les résultats de ces analyses ont révélé une présence notable d'oxydes métalliques localisés à la surface de la porosité à l'étude. Ces oxydes sont représentés et identifiés par un code de couleurs à la Figure-A XXIV-2 en regard à leur composition en oxygène (O), où l'on illustre une microscopie de la discontinuité n°5 réalisée au microscope électronique à balayage avec une certaine inclinaison.



Figure-A XXIV-1 Microscope électronique à balayage de modèle *Hitachi SU-8230*

³⁶ De l'anglais : *Energy Dispersive X-Ray Spectroscopy*

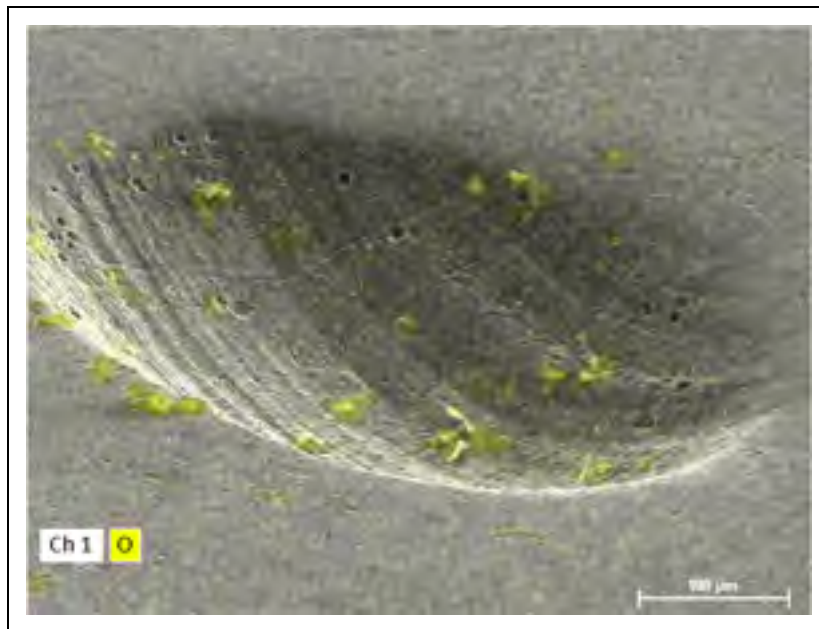


Figure-A XXIV-2 Microscopie de la discontinuité n°5 réalisée au microscope électronique à balayage et présence d'oxydes métalliques détectés par une analyse dispersive en énergie

La concentration d'oxydes observée à la surface de la porosité ainsi que sa forme elliptique suggèrent que sa formation serait issue d'un effet combiné qui met en relation :

1. La différence volumétrique entre la matière liquide et solide lors de la solidification,
2. La présence locale d'hydrogène,
3. La présence locale d'oxydes.

En effet, l'interaction de ces trois (3) éléments permet la formation de porosités de retrait intensifiée par la précipitation d'hydrogène, qui est elle-même favorisée par des concentrations locales d'oxydes et par la création de zones de basse pression sous l'amorce des porosités de retrait (Kaufman, 2004, pp. 47-52; Lee, 2006, pp. 387-390). De plus, les caractéristiques importantes de ce genre de porosités, telles que la morphologie et la grosseur, sont affectées par l'hydrogène. Ainsi, sachant que cet élément forme conventionnellement des cavités arrondies aux surfaces lisses (Kaufman, 2004, p. 51), il est raisonnable de formuler l'hypothèse que la discontinuité étudiée s'apparentait à une porosité de retrait sous l'effet d'hydrogène.

Notons toutefois que l'application d'une mesure additionnelle de contrôle de l'hydrogène ne serait pas à elle seule une action corrective efficace pour prévenir ce genre de discontinuité. En effet, bien que la présence d'hydrogène explique en partie la formation de ce type de porosité, les oxydes en présence facilitent grandement la formation de bulles d'hydrogène, et ce, même lorsque le niveau d'hydrogène dissous est faible. Il est donc plus juste de considérer l'interaction entre le phénomène de retrait, la concentration d'oxydes et la présence d'hydrogène dans l'étude de cette discontinuité (Kaufman, 2004, p. 52).

Seulement, déjà bien des mesures ont été mises en place lors du soudage des modèles pour contrôler les niveaux respectifs d'hydrogène et d'oxygène, et ce, au-delà du simple respect de la norme AWS lors de la sélection du fil-électrode et du gaz de protection. En effet, l'apport en hydrogène a entre autres été minimisé en :

1. Utilisant un fil-électrode certifié pour son faible taux de diffusion d'hydrogène (voir section 5.1.3);
2. Dégraissant et nettoyant les pièces à souder;
3. Utilisant un gaz de protection contenant du CO_2 (8 % du mélange), soit une molécule qui a pour effet de réduire le niveau d'hydrogène au joint soudé, tel qu'illustré à la Figure-A XXIV-3 (Kou, 2003, p. 78).

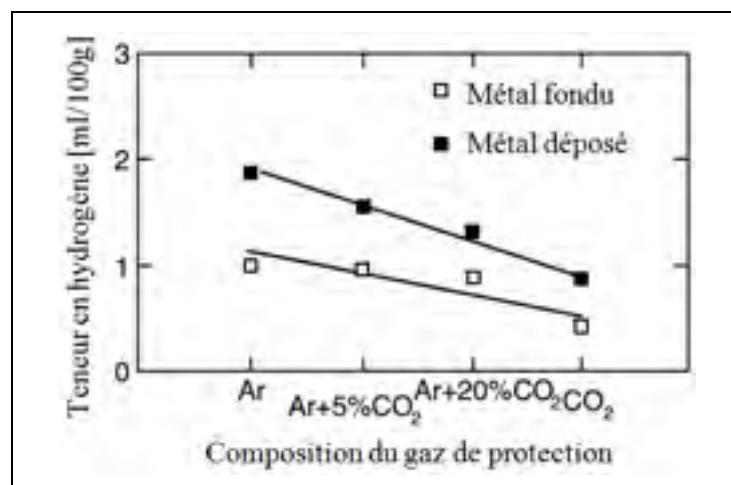


Figure-A XXIV-3 Effet du CO_2 sur la teneur en hydrogène pour le procédé GMAW
Adaptée de Kou (2003, p. 79)

Quant à lui, l'apport en oxygène a entre autres été contrôlé en :

1. Régulant le débit de gaz de protection à la fois dans l'intervalle prescrit par le fabricant du fil-électrode, ainsi qu'en dessous du seuil de 48 cfh déterminé par l'Institut du soudage (*TWI*³⁷) à partir duquel on peut observer à la sortie du gaz des turbulences capables d'aspirer et d'introduire de l'air ambiant dans la zone de fusion (Lyttle, 2005; Uttrachi, 2016, p. 3);
2. Soudant dans un milieu exempt de courant d'air (Hughes, 2009, p. 98).

L'ensemble de ces mesures n'a toutefois pas suffi à prévenir la formation d'une telle porosité de retrait sous l'effet d'hydrogène, ce qui peut s'expliquer de différentes façons. Premièrement, il serait possible qu'une infiltration d'air au sein du gaz de protection dans sa conduite ait engendré cette discontinuité. En effet, une intrusion de 1 % d'air est suffisante pour causer la formation de porosités (Hughes, 2009, p. 98), et une composition dépassant 1,5 % d'air engendre la formation de porosités grossières débouchant à la surface du joint (TWI, [s.d.]). Ainsi, en considérant cette hypothèse, inspecter cette conduite et celer au besoin toute fuite ou brèche d'infiltration d'air pourrait prévenir la formation de ce type de discontinuité.

Deuxièmement, il serait aussi possible que la combinaison des très faibles apports en hydrogène et en oxygène provenant des compositions chimiques du fil-électrode et du gaz de protection ait été suffisante pour causer la formation de cette porosité. En effet, même le fil-électrode sélectionné dans cette étude peut diffuser jusqu'à un maximum de 4,0 ml d'hydrogène par 100 g de métal d'apport déposé (AWS, 2005, p. 12). De plus, le simple fait d'utiliser un gaz de protection contenant du CO₂ dans cette recherche peut être la cause d'une dissolution d'oxygène dans le métal fondu, considérant que les molécules de CO₂ peuvent se décomposer sous la haute température de l'arc électrique (Kou, 2003, pp. 68-69, 73). Il devient donc difficile d'apporter une action corrective en réponse à cette hypothèse, sachant

³⁷ *The Welding Institute (TWI)* est une organisation indépendante et internationale en recherche et en technologie spécialisée dans les procédés industriels de jonction des matériaux et établi à Cambridge (Royaume-Uni) depuis 1946

que le fil-électrode sélectionné se classe déjà parmi ceux dont le taux de diffusion d'hydrogène est certifié comme étant le plus faible selon l'AWS, et que l'on désire conserver la composition chimique du gaz de protection pour de multiples raisons (voir section 5.1.3).

À ceci s'ajoute le fait qu'on ne peut minimiser la teneur en hydrogène du fil-électrode en le préchauffant. En effet, bien que cette méthode soit efficace pour réduire le taux d'hydrogène chez certains types d'électrodes (Kou, 2003, p. 78; TWI, [s.d.]), le préchauffage aurait pour effet de cuire le lubrifiant présent à la surface du fil-électrode sélectionné. De ce fait, cette pratique est proscrite par son fabricant et ne peut donc être employée en tant qu'action corrective face à cette deuxième hypothèse.

Toutefois, ne pouvant confirmer si cette dernière hypothèse est la réelle cause de la formation de la discontinuité à l'étude, il est pertinent de considérer aussi le phénomène de retrait lui-même. En effet, sachant que la discontinuité n°5 s'apparente à une porosité de retrait sous l'effet d'hydrogène, et que le phénomène de retrait s'explique par la différence volumétrique entre la matière liquide et solide lors de la solidification (Kaufman, 2004, p. 49), réduire le volume de matière à solidifier réduirait par le fait même le volume du vide formé au sein de cette quantité de matière sous l'action du retrait. Ainsi, considérant que la porosité a été observée au niveau de la soudure extérieure et près de sa racine, réaliser cette soudure en deux (2) passes au lieu d'une (1) seule pourrait contribuer à diminuer la taille d'une telle porosité.

De plus, la réalisation de cette soudure en deux (2) passes serait préférable selon le soudeur qualifié par le Bureau canadien du soudage (*CWB*³⁸) qui assurera le soudage du prototype. En effet, cette méthode allouerait un meilleur contrôle du bain de fusion et de l'apport en chaleur local en assurant dans un premier temps une pénétration complète à la racine pour ensuite aller chercher la dimension finale du cordon lors de la seconde passe, le tout, sans devoir

³⁸ De l'anglais : *Canadian Welding Bureau*

traîner un bain de fusion plutôt volumineux. Ainsi, pour toutes ces raisons, cette soudure sera pratiquée en deux (2) passes lors du soudage du prototype.

ANNEXE XXV

DÉTAILS SUR LES AJUSTEMENTS DU DMOS PRÉLIMINAIRE

Tout d'abord, le nombre de passes de soudure a dû être ajusté à la hausse. En effet, les soudures extérieures devaient maintenant être réalisées en deux (2) passes au lieu d'une (1) seule, et ce, tel que mentionné à la section 6.2.5. Une cinquième passe a donc été ajoutée au DMOS final.

En outre, cette cinquième passe ainsi que celle qui la précède présentent les mêmes paramètres que la passe de soudure intérieure originalement décrite par le DMOS préliminaire, à l'exception de la vitesse d'avance. En effet, ces vitesses ont été ajustées aux valeurs enregistrées lors de la réalisation de ces passes sur le prototype. Cet ajustement a été apporté en considérant que ces vitesses d'avance peuvent varier considérablement en fonction de l'ampleur du gougeage à l'envers, et que la géométrie du gougeage n'est pas un élément contrôlé par le DMOS. En effet, dépendamment des méthodes de travail du soudeur, ce dernier pourrait réaliser un gougeage large et profond qui nécessiterait des vitesses d'avance beaucoup moins élevées que pour un gougeage plus étroit et moins profond, et ce, lorsque tous les autres paramètres de soudage sont identiques. Ainsi, ce sont les vitesses d'avance enregistrées lors de la réalisation des soudures extérieures du prototype qui ont été retenues pour le DMOS final.

Pour finir, un ajustement supplémentaire consiste à réduire légèrement les vitesses d'avance lors de la réalisation des soudures d'angle. Soulignons que cette réduction est nécessaire, car les vitesses d'avance ayant été établies lors des essais de soudage ont été surestimées. En effet, tel que mentionné au Tableau 6.1 à la section 6.1, il était possible de surestimer ces vitesses en raison de la morphologie simpliste et de l'accessibilité totale que présentaient les joints des modèles utilisés lors des essais de soudage. Ainsi, sachant que la géométrie des joints du prototype est plus complexe et que la morphologie et la taille du prototype réduisent l'accessibilité aux soudures d'angle, il est acceptable de réduire les vitesses d'avance pour les

passes formant ces soudures. Ajoutons que cette diminution des vitesses d'avance est accompagnée d'une légère diminution des réglages de la tension et du courant de soudage afin de conserver la taille des soudures d'angle et de prévenir l'apport d'une trop grande quantité d'énergie thermique.

ANNEXE XXVI

DMOS FINAL

(voir page suivante)

WELDING PROCEDURE SPECIFICATION (WPS) Yes ☒
PREQUALIFIED X QUALIFIED BY TESTING
or PROCEDURE QUALIFICATION RECORDS (PQR) Yes ☐

Company Name RDC CONTROL LTD
 Welding Process(es) GMAW
 Supporting PQR No.(s) Prequalified

Identification # W0020
 Revision A Date 2016-09-30 By H. Michaud
 Authorized by (to determine) Date (to determine)
 Type—Manual ☐ Semi-automatic ☒
 Mechanized ☐ Automatic ☐

JOINT DESIGN USED

Type: Corner
 Single ☐ Double Weld ☒
 Backing: Yes ☐ No ☒
 Backing Material: _____
 Root Opening 3/32" Root Face Dimension 1/32-1/16"
 Groove Angle: _____ Radius (J-U) _____
 Back Gouging: Yes ☒ No ☐ Method Grinding

BASE METALS

Material Spec. ASTM A36
 Type or Grade: _____
 Thickness: Groove 1/4 - 5/16" Fillet 5/16"
 Diameter (Pipe): _____

FILLER METALS

AWS Specification A5.18
 AWS Classification E70C-GM H4

SHIELDING

Flux: _____ Gas Argon + CO2
 Composition 92% Ar / 8% CO2
 Electrode-Flux (Class): _____ Flow Rate 40 cph
 Gas Cup Size 5/8" ID

PREHEAT

Preheat Temp., Min. 150°F
 Interpass Temp., Min. 150°F Max. 500°F

POSITION

Position of Groove: 1G Fillet: 2F
 Vertical Progression: Up ☐ Down ☐

ELECTRICAL CHARACTERISTICS

Transfer Mode (GMAW) Short-Circuiting ☐
 Globular ☐ Spray ☒
 Current: AC ☐ DCEP ☒ DCEN ☐ Pulsed ☐
 Power Source: CC ☐ CV ☒
 Other: _____
 Tungsten Electrode (GTAW)
 Size: _____
 Type: _____

TECHNIQUE

Stringer or Weave Bead: Stringer
 Multi-pass or Single Pass (per side) Multi-pass
 Number of Electrodes: 1
 Electrode Spacing Longitudinal _____
 Lateral _____
 Angle _____
 Contact Tube to Work Distance 3/4"
 Peening None
 Interpass Cleaning: Silica removed + Wire brush

POSTWELD HEAT TREATMENT

Temp. N/A
 Time N/A

WELDING PROCEDURE

Pass or Weld Layer(s)	Process	Filler Metals		Current		Volts	Travel Speed	Joint Details
		Class	Diam.	Type & Polarity	Amps or Wire Feed Speed			
1	GMAW	E70-GM H4	.045"	DC+	262 Amps	25.2	15 ipm	 TC-U5-GF
2	"	"	"	"	240 Amps	"	17 ipm	
3	"	"	"	"	250 Amps	"	"	
4	"	"	"	"	285 Amps	27.0	23 ipm	
5	"	"	"	"	"	"	20 ipm	

Figure-A XXVI-1 DMOS final

ANNEXE XXVII

RAPPORTS DES CONTRÔLES MAGNÉTOSCOPIQUE ET RADIOGRAPHIQUE

		Client : RDC CONTROL	Date d'intervention : 2016/09/18
		Adresse/Address : 1100, Michèle-Bohec Blainville (QC) J7C 5H5	Date du rapport : 2016/09/21
Contact : Mr. Hughes Michaud	Entrepreneur : Client	N° dossier : LAB-18250-01	
Contractor :	Endroit du travail : SGS Laboratory	File no :	
Job location :		Commande : 32700	
		Order :	

Page 1 de 2

INSP. VISUELLE VISUAL INSP. <input type="checkbox"/>	MAGNETOSCOPIE MAGNETIC PARTICLES <input checked="" type="checkbox"/>	RESSUAGE LIQUID PENETRANT <input type="checkbox"/>	ULTRASONS ULTRASONIC <input type="checkbox"/>
DESCRIPTION : <u>Magnetic particles inspection of the welds of a metallic prototype structure #PP1.V1 Rdt-PP1.V1.WINST.V3</u> (see picture next page)			
INSP. VISUELLE / VISUAL INSP. MAGNETOSCOPIE MAGNETIC PARTICLES Amperage : <input type="checkbox"/> Continuous Amperage : <input type="checkbox"/> Circulaire Longitudinale <input checked="" type="checkbox"/> Longitudinal		NORME : ASTM D29, AWS D1.1-2015 article 6.10 SPECIFICATION : Résiduelle <input type="checkbox"/> C.A. <input checked="" type="checkbox"/> A.C. Humide <input type="checkbox"/> Wet <input type="checkbox"/> C.C. <input type="checkbox"/> D.C. N° équip. : Equip. no : MP.17	
RESSUAGE LIQUID PENETRANT Pénétrant/Penetrant : Temps/Time :		NORME : SPECIFICATION : Émulsifiant/Emulsifier : Révélateur/Developer : Temps/Time :	
ULTRASONS / ULTRASONIC ÉTALONNAGE/CALIBRATION : Bloc/Block : APPAREIL/EQUIPMENT : Instrument : N° équip./Equip. no :		NORME : SPECIFICATION : Trou/Hole : C.A.D. / D.A.C. : <input type="checkbox"/> Couplant : Échelle/Sweep length : Palpeur/Transducer :	
RESULTS No rejectable defect was found on the welds of the metallic prototype structure. The welds meet AWS D1.1-2015 article 6.10 requirements.			
Technicien : Eric Gosselin, P.Tech. Technician : CAN/CSSB PT Level II SNT-TC-1A Level II		Revisé par : Eric Gosselin, P.Tech. Reviewed by : CAN/CSSB PT Level II SNT-TC-1A Level II	



Client :	RDC CONTROL	Date d'intervention :	2015/05/18
Adresse/Address :	1100, Michèle-Bohec Blainville (QC) J7C 5N5	Intervention date :	2015/05/21
Contact :	Mr. Hughes Michaud	Date du rapport :	2015/05/21
Entrepreneur :	Client	N° dossier :	LAB-15250-01
Contractor :		File no :	
Endroit du travail :	SOS Laboratory	Commande :	32700
Job location :		Order :	

Page 2 de 2



General view of the metallic structure

Technicien :	Eric Gosselin, P.Tech.	Assistant :	Brahim Berniougui	Revu par :	Eric Gosselin, P.Tech.
Technician :	CAN/CGSB PT Level II, SNT-TC-1A, Level II			Reviewed by :	CAN/CGSB PT Level II, SNT-TC-1A Level II

Ce rapport ne doit pas être reproduit, selon son entier, sans l'autorisation écrite de SGS CANADA INC.
 Le présent rapport est émis par la Société conformément à ses Conditions Générales de Service accessibles sur <http://www.sgs.com/PT/Terms-and-Conditions.aspx>
 This report is confidential and shall not be reproduced without the written approval of SGS CANADA INC.
 This document is issued by the Company under its General Conditions of Service accessible at <http://www.sgs.com/PT/Terms-and-Conditions.aspx>

SGS Canada Inc., Services Industriels 9420, Boulevard St-Joseph Est, Montréal (Québec) H1X 1B6 1 (800) 361-1579 / (514) 352-0071 www.sgs.ca

RPT-LAB-15250-01-001

Version du groupe SGS (SGS US)

ANNEXE XXVIII

CONCEPTION DES PLAQUES DE MONTAGE

La conception des plaques de montage a été effectuée de façon à reproduire les conditions d'assemblage de la structure soudée formant le piédestal. En effet, les vis et leurs rondelles d'appui utilisées pour joindre le prototype à ces plaques étaient identiques à celles décrites au chapitre 4 portant sur la conception de détail du piédestal. De plus, leurs nombres, leurs emplacements et le couple de serrage de ces vis respectaient aussi cette conception. Ajoutons toutefois que les vis liant les plaques de montage aux mâchoires de la presse ont plutôt été sélectionnées sous la recommandation de l'ingénieur du laboratoire en considérant la dimension des trous filetés de montage présents sur ces mâchoires. Le patron de ces trous filetés a aussi commandé les dimensions du patron de trous de passage présent sur les plaques de montage.

Ainsi, la Figure-A XXVIII-1 illustre plus en détail une des plaques de montage où l'on retrouve en son centre le patron des huit (8) trous filetés utiles au boulonnage du prototype, ainsi que les quatre (4) trous de passage aux extrémités permettant de fixer ces plaques aux mâchoires de la presse.

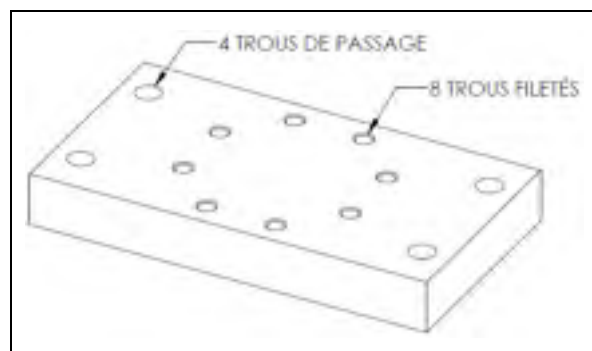


Figure-A XXVIII-1 Identification des trous des plaques de montage

Notons que des inserts filetés ont été installés au niveau des trous filetés présents sur les plaques de montage, tel qu'illustré à la Figure-A XXVIII-2. L'installation de ces inserts avait pour objectif de prévenir l'arrachement des filets usinés à même ces plaques. En effet, ces inserts présentaient une résistance mécanique minimale en tension supérieure à celle de l'acier formant ces plaques, soit 540 MPa contre 450 MPa. Les filets intérieurs de ces inserts étaient donc plus résistants à l'arrachement que des filets de tailles similaires qui auraient été usinés directement dans les plaques. De plus, les filets extérieurs de ces inserts s'installaient dans des trous filetés d'un diamètre nominal beaucoup plus important que celui de la vis, soit 1 po contre 5/8 po. De ce fait, les trous filetés à même les plaques et dans lesquels les inserts venaient se loger présentaient des filets dont les sections étaient plus importantes, ce qui augmentait leur résistance à l'arrachement. L'ajout d'inserts filetés réduisait donc les risques d'arrachement des filets présents sur les plaques de montage, ce qui permettait aussi d'évaluer la résistance mécanique du prototype, et non celle de ces plaques.

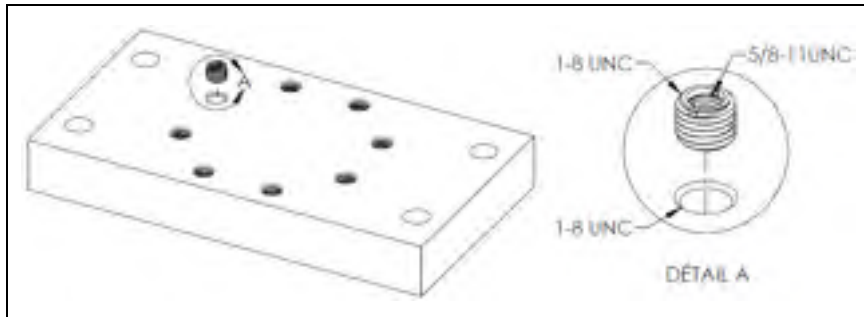


Figure-A XXVIII-2 Inserts filetés des plaques de montage

L'épaisseur de ces plaques a quant à elle été déterminée en considérant leur résistance mécanique ainsi que les coûts de fabrication associés. En effet, ces plaques faites d'acier 44W devaient premièrement présenter une épaisseur telle que leurs contraintes équivalentes Von Mises maximales ne devaient pas dépasser leur limite élastique, et ce, lorsque la charge déployée par la presse au cours des essais équivalait à trois (3) fois la force de tension maximale de conception du piédestal. Deuxièmement, cette épaisseur devait pouvoir être atteinte lors de la fabrication de ces plaques par deux (2) opérations de surfacage sur un brut

d'une épaisseur normalisée où un maximum de 1/16 po de matière pouvait être usiné sur chacun des côtés de ce brut.

Ainsi, un calcul portant sur la flexion de la plaque inférieure a été réalisé. Ce calcul disponible à la fin de cette annexe s'est traduit par une analyse bidimensionnelle (2D) du modèle simplifié de la plaque à l'étude, soit le modèle illustré à la Figure-A XXVIII-3 qui représentait un cas typique d'une poutre en flexion. Cette analyse de résistance mécanique a donc permis de déterminer l'épaisseur requise minimisant aussi les coûts de fabrication, soit 2,875 po.

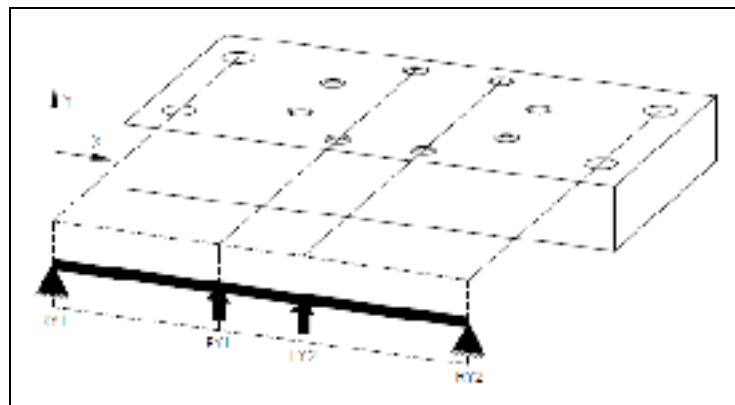


Figure-A XXVIII-3 Modèle 2D de la plaque inférieure pour le calcul de flexion

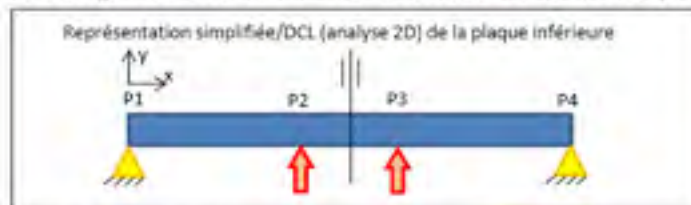
Soulignons que la plaque inférieure a été désignée pour ce calcul de résistance mécanique, car elle représentait celle dont la contrainte de flexion ressentie était la plus élevée. En effet, bien que les deux plaques possédaient le même patron de trous filetés à des fins de standardisation et de possible réutilisation, seule la plaque supérieure était liée au prototype par huit (8) boulons. Quant à elle, la plaque inférieure n'était jointe au prototype que par quatre (4) boulons insérés dans certains trous filetés du patron circulaire, soit ceux traversés par des axes à la Figure-A XXVIII-3. Rappelons que ceci est dû au patron de trous inférieur du piédestal qui ne contenait lui-même que quatre (4) trous de passage. De ce fait, le moment fléchissant maximal ressenti dans cette plaque était plus élevé que si le chargement avait été distribué dans les huit (8) trous filetés, car la charge était maintenant concentrée dans les

trous les plus éloignés des forces de réaction situées aux embouts de la plaque. Ainsi, en considérant cette analyse comparative du moment fléchissant, il était raisonnable de poser comme hypothèse que la contrainte équivalente Von Mises maximale était plus élevée chez la plaque inférieure que chez la plaque de montage supérieure.

Calcul de l'épaisseur de la plaque inférieure de montage et de sa contrainte équivalente Von Mises maximale

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Équation/Commentaire
Acier 44W				
Module de Young	E	200	GPa	
Contrainte d'écoulement	σ_y	300	MPa	http://industrielugar.ca/
Contrainte ultime	σ_u	450	MPa	http://industrielugar.ca/
Dimensions préliminaires des plaques				
Profondeur	b	304,8	mm	12 po
Longueur	L	480	mm	18,8976378 po
épaisseur	e	73,025	mm	2,875 po
Dia nom trous patron central	d	25,4	mm	1 po

Calcul de l'effort tranchant sous la tension maximale des essais mécaniques (méthode graphique)



Force de tension piédestal max	Ftpmax	201232,8049	N	Force tension max concept.
Facteur de force pour essais mec	Ffem	3		
Force de tension essais mec max	Ftemmax	603698,4148	N	Ftemmax=Ffem*Ftpmax
position 1 (en x)	p1	0	mm	
position 2 (en x)	p2	191,4	mm	
position 3 (en x)	p3	288,6	mm	
position 4 (en x)	p4	480	mm	
Force de réaction à la position 1	Rp1y	-301849,2074	N	Calcul des forces de réaction simplifié en considérant les positions symétriques des forces
Force de tension à la position 2	Fp2y	301849,2074	N	
Force de tension à la position 3	Fp3y	301849,2074	N	
Force de réaction à la position 4	Rp4y	-301849,2074	N	
Effort tranchant de P1 à P2	VP1àP2	-301849,2074	N	
Effort tranchant de P2 à P3	VP2àP3	0	N	
Effort tranchant de P3 à P4	VP3àP4	301849,2074	N	

Calcul du moment de flexion maximal sous la tension maximale des essais mécaniques (méthode graphique)

Moment de flexion maximal (P2 à P3)	Mfmax	-57773938,29	Nmm	Mfmax=(p2-p1)*Rp1y
-------------------------------------	-------	--------------	-----	--------------------

Calcul des contraintes à P2 (identique à P3) considérant qu'on y retrouve le moment de flexion max et l'effort tranchant max

Calcul de la contrainte de cisaillement à P2 (identique à P3)

Diam nom trous à P2	d	25,4	mm	1 po
Nbr trous à P2 ou P3	nd	2		
Area parallèle P2	Acp(P2)	12510,55	mm	$A_{cp} = 2 * (p2 - d) * e$
Contrainte de cisaillement max à P2	τ_{pmax}	16,27954399	MPa	$\tau_{pmax} = V / (A_{cp} * 2)$

Calcul de la contrainte de flexion maximale à P2 (identique à P3)

Distance sur l'axe à fibre neutre	c	26,3025	mm	$c = b/2$
Inertie du section	Ixx	824255,552	mm ⁴	$I_{xx} = (b * d^3) / 12$
Contrainte de flexion max à P2	$\sigma_{flexmax}$	255,8217661	MPa	$\sigma_{flexmax} = M_{fmax} / I_{xx}$

Calcul de la contrainte équivalente Max/Mises max à P2 (identique à P3)

Repahe: $\sigma_{max} = \sqrt{\sigma_{flexmax}^2 + 3 * \tau_{pmax}^2} / 2$				
Contrainte équivalente Max/Mises max à P2	$\sigma_{misesmax}$	252,4658112	MPa	$\sigma_{misesmax} = \sqrt{(\sigma_{flexmax}^2 + 3 * \tau_{pmax}^2) / 2}$

ANNEXE XXIX

CALCUL DES FORCES DÉPLOYÉES PAR LA PRESSE LORS DES ESSAIS MÉCANIQUES

Calcul des forces d'éprouves pour la presse pour les essais canoniques 91 et 92 :

Exemple 1 : Exemple non destructif en compression pour un chargement typique

Sehr geehrte Damen und Herren, ich habe Ihre E-Mail vom 12.09.2017 erhalten und danke Ihnen sehr für die Mitteilung. Ich werde mich mit dem Sachverhalt befassen und Sie in der nächsten Woche über den weiteren Verlauf informieren.

Exo 12 : Exo 12:1-13:16

Grâce à une fermeture de porte longue dimensionnée spécialement pour les portes de 1200 mm, vous pouvez fermer la porte sans la fermer complètement. Cela vous permet de contrôler les choses en cours de route et de réajuster.

Associació de Treball i Desenvolupament Professional de les Illes Balears

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Repr. conv.	Valeur	Unité	Commentaire
Pression interne du véhicule	P _{int}	100	psi	6,80475720	680,475	10%	
Nombre de personnes par véhicule	ppv	16	psi	7%,4	40%,4	mm	
Nombre de véhicules	pv	2	psi	7%,4	50%,4	mm	

Colony morphology and population

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Equation/Commentaire
Force exercée de la poutre dans le sol				
Pression de poutre dans le max	P_{max}	68046 N	N	$P_{max} = P_{max}$
Force de poutre dans le max dans le PS	$P_{max,PS}$	84496,882 N	N	$P_{max,PS} = P_{max} \cdot \sin(\theta)$
Force de poutre dans le max dans le PS	$P_{max,PS}$	88049,752 N	N	$P_{max,PS} = P_{max} \cdot \sin(\theta)$
Force de poutre dans le max	P_{max}	1	---	$P_{max} = 1$
Force de poutre dans le max	P_{max}	84496,882 N	N	$P_{max} = P_{max} \cdot \sin(\theta)$
Force de poutre dans le max	P_{max}	88049,752 N	N	$P_{max} = P_{max} \cdot \sin(\theta)$

Force polaire et le cas du vide

[illegible]

Actualizado el 17 de mayo de 2011 por el Dr. Juan Carlos Rodríguez Cordero

Useful load nominal capacity	kg	405.4	mm	
Installation approx pipe inner dia	Profile	3200	mm	http://www.enrpipe.com/wordpress/wp-content/
Flexion approx pipe outer dia	Fit	1790	kg/mm ²	enrpipe.html
Mass approx pipe	MTa	24.3/2196	kg	MTa = $\frac{\pi}{4} \times D^2 \times L \times \rho$
Roll approx pipe	RTa	2196/66178	N	RTa = $\frac{\pi}{4} \times D^3 \times L \times \rho$
Accumulation indigun in horizontal dia	Accu	7620	mm	http://www.mechassis.com/resources/articles/
Dynamic approx indigun	Dn	110	kg/m ² s	www.enrpipe.com/wordpress/wp-content/
Mass approx indigun	MTa	106.718865	kg	MTa = $\frac{\pi}{4} \times D^2 \times L \times \rho$
Roll approx indigun	RTa	1106/66178	N	RTa = $\frac{\pi}{4} \times D^3 \times L \times \rho$

Journal of Interpersonal Violence 26(10)

Force minimale des masses pleins	F _{min} (minuscule)	0 N	Twinningscope Pymira
Force maximale des masses pleins	F _{max} (minuscule)	1191,079999 N	Twinningscope Pymira - Pleins - Pleins
Force minimale des masses	F _{min} (minuscule)	0 N	Twinningscope Pymira - Pleins - Pleins
Force maximale des masses	F _{max} (minuscule)	1191,079999 N	Twinningscope Pymira - Pleins - Pleins

Financed and supervised by the project

Exat H1 : Erreur de compression	F1	91.231.012 N	F1 : Pyramus+Elfinvare
Exat H2 : Erreur de lecture	F2	80.498.802 N	Kaliburnus+Elfinvare

Calcul des forces déployées par la presse pour les essais mécaniques A3 et A4 :
Essai A3 : Essai non destructif en compression pour un changement minimal

Sensibilité à briser ou à déformer l'échantillon introduit à une pression de 150/157 psi considérant les charges de masses sans leur facteur de sécurité

Essai A4 : Essai non destructif en traction pour un changement minimal

Sensibilité à briser ou à déformer l'échantillon introduit à une pression de 150/157 psi considérant les charges de masses sans leur facteur de sécurité

Pression de travail en diagonales perpendiculaires du vérin à double

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Equation	Valeur	Unité	Commentaire
Pression interne du vérin à double	P _{int}	150	psi	6.82475720	1034.214	MPa	
Diamètre nominal du piston	Ø _p	16	po		406,4	mm	
Diamètre de la tige	Ø _t	2	po		50,8	mm	

Calcul des forces en traction

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Equation/Commentaire
Force relative à la pression dans le vérin	F _{pression}	1034.214	KN	Remarque: P _{int}
Force de pression de puissance max. pré-A3	F _{pressionA3}	171.175.003	N	$F_{pressionA3} = F_{pression} \times (\pi \times \frac{Ø_p^2}{4})$
Force de pression de puissance max. pré-A4	F _{pressionA4}	172.079.008	N	$F_{pressionA4} = F_{pression} \times (\pi \times \frac{Ø_p^2}{4}) \times (\frac{Ø_t^2}{Ø_p^2})$ (A ₃ /A ₄)
Facteur de sécurité de pression	F _{FS}	2	---	FS=2,1
Force de pression de puissance max.	F _{pression}	342.350.006	N	$F_{pression} = F_{pressionA3} \times F_{FS}$
Force de pression de tirée max.	F _{pression}	344.059.008	N	$F_{pression} = F_{pressionA4} \times F_{FS}$

Force relative relative à l'ensemble des masses (anti-inertie)

Force minimale des masses	F _{Minimas}	0	N	Minimas = Minimas pré-A3
Force maximale des masses	F _{Maximas}	3151.039998	N	Maximas = Minimas pré-A3

Forces déployées par la presse

Essai A3 : Force de compression	F ₃	342.350.006	N	$F_{pression} + F_{Maximas}$
Essai A4 : Force de traction	F ₄	344.059.008	N	$F_{pression} + F_{Minimas}$

Calcul des forces déployées par la presse pour les essais mécaniques A5 et A6 :

Essai A5 : Essai non destructif en compression pour le changement maximal de compression

Sensibilité à briser ou à déformer l'échantillon introduit à une pression de 225/157 psi considérant les charges de masses et leur facteur de sécurité

Essai A6 : Essai non destructif en traction pour le changement maximal de compression

Sensibilité à briser ou à déformer l'échantillon introduit à une pression de 225/157 psi considérant les charges de masses et leur facteur de sécurité

Pression de travail en diagonales perpendiculaires du vérin à double

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Equation	Valeur	Unité	Commentaire
Pression interne du vérin à double	P _{int}	150	psi	6.82475720	1034.214	MPa	
Diamètre nominal du piston	Ø _p	16	po		406,4	mm	
Diamètre de la tige	Ø _t	2	po		50,8	mm	

Calcul des forces en traction

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Equation/Commentaire
Force relative à la pression dans le vérin	F _{pression}	1034.214	KN	Remarque: P _{int}
Force de pression de puissance max. pré-A5	F _{pressionA5}	342.350.006	N	$F_{pressionA5} = F_{pression} \times (\pi \times \frac{Ø_p^2}{4})$
Force de pression de tirée max. pré-A5	F _{pressionA6}	344.059.008	N	$F_{pressionA6} = F_{pression} \times (\pi \times \frac{Ø_p^2}{4}) \times (\frac{Ø_t^2}{Ø_p^2})$ (A ₅ /A ₆)
Facteur de sécurité de pression	F _{FS}	1,5	---	FS=1,1
Force de pression de puissance max.	F _{pression}	513.525.009	N	$F_{pression} = F_{pressionA5} \times F_{FS}$
Force de pression de tirée max.	F _{pression}	516.088.542	N	$F_{pression} = F_{pressionA6} \times F_{FS}$

Autres masses à l'ensemble du vérin

Masses minimales du vérin pneumatique	F _{Minimas}	0	kg	
Masses maximales du vérin pneumatique	F _{Maximas}	173,77	kg	Ref. PAT 116007704904-1700
Poids min support du vérin pneumatique	F _{Minima}	0	N	$F_{minima} = F_{Minimas} \times 9,81$ (kg/9,81)
Poids max support du vérin pneumatique	F _{Maxima}	1.705.045.465	N	$F_{maxima} = F_{Maximas} \times 9,81$ (kg/9,81)

Tableau récapitulatif des caractéristiques techniques des pièces (l'ensemble est en anglais)

Nombre nominal de pièces	pn	400/4 mm	
Profondeur approx. plaques Can	Profp	1500 mm	https://www.steelcase.com/resources/documents/US/US%20Steelcase%20Catalogue%202019.pdf
Densité approx. bande d'éclairage	Dl	2250 kg/m ³	calcul 1
Masse approx. bande	MTa	248,25060 kg	$M_{Ta} = p_n \cdot l_p \cdot D_l \cdot \rho_l$
Poids approx. bande	PTa	2385,564178 N	$P_{Ta} = M_{Ta} \cdot g$
Amplitude approx. bande lumineuse Can	Am	3000 mm	https://www.steelcase.com/resources/documents/US/US%20Steelcase%20Catalogue%202019.pdf
Densité approx. meuble	Dm	110 kg/m ³	$D_m = \rho_m$
Masse approx. meuble	MTm	110,00000 kg	$M_{Tm} = V_m \cdot D_m$
Poids approx. meuble	PTm	1080,00000 N	$P_{Tm} = M_{Tm} \cdot g$
Autres caractéristiques des composants des masses			
Force minimale des masses p ₁ et p ₂	FMin1Min2	0 N	FMin1Min2 = 0 N
Force maximale des masses p ₁ et p ₂	FMax1Max2	6350,550000 N	$F_{Max1Max2} = P_{Ta} + P_{Tm}$
Distance de rotation des masses	Elm	0,75	Elm = 1 (à vérifier)
Réaction des masses	ElReact	0 N	ElReact = 0 N
Réaction des masses	ElReact	7767,489988 N	ElReact = FMax1Max2
Autres données pour la masse			
Force de traction de compression	Ft	225000,0000 N	Ft = 225000 N
Force de traction	Ft	225000,0000 N	Ft = 225000 N

Calcul de la force minimale déployée par la presse-étirage en la rupture des câbles inférieurs

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Equation/Commentaire
Données de conception des câbles				
Type de câble		5/8-11-1,60-2		Voir calcul boulonnage
Nombre nominal de câbles	n	6/6	pa	Voir calcul boulonnage
Nombre de fils par câble	n	11	pa	Voir calcul boulonnage
Area de chargement du câble	At	0,0026 m ²		Voir calcul boulonnage
Grade du câble		S&P Grade 8		Voir calcul boulonnage
Force ultime du câble	Stu	170000	pa	Voir calcul boulonnage

Calcul de la résistance maximale en traction

Force de rupture en traction par câble	Fst	33000 lbf		$F_{st} = S_t \cdot A_t$
Force de rupture en traction par câble	Fst	145749,074 N		$F_{st} = F_{st} \cdot 6,455$

Calcul de la réaction des câbles en traction en la rupture des câbles inférieurs

Force appliquée par câble en traction	P	170094,7754 N		$P = F_{st} \cdot n$
Force de serrage en tension des câbles	Tl	50000,0000 N		Voir calcul boulonnage
Coef. de frottement du câble	C	0,47757771		Voir calcul boulonnage
Force de frottement des câbles en traction	FfCp	60718358,622		$F_{fCp} = P \cdot C$

Conclusion sur le F&Dp

Si $F_{fCp} < F_{st}$, alors la force de serrage en tension est maximale nulle (il n'y a pas de frottement des câbles en traction) (à confirmer avec le fournisseur)

Calcul de la force déployée par la presse-étirage en la rupture des câbles inférieurs

Force appliquée par câble en traction	P	170094,7754 N		
Min. de frottement	Ff	4		Voir calcul boulonnage
Force minimale déployée en traction	FMin1Min2	682378,9052 N		

ANNEXE XXX

DONNÉES DES JAUGES VIRTUELLES E0 ET E2

La Figure-A XXX-1 illustre les données recueillies par les jauges «E0» et «E2» présentées à la section 7.3.2. Rappelons que celles-ci renvoyaient respectivement l'allongement du piédestal et des boulons inférieurs lors des essais mécaniques décrits à la section 7.1.

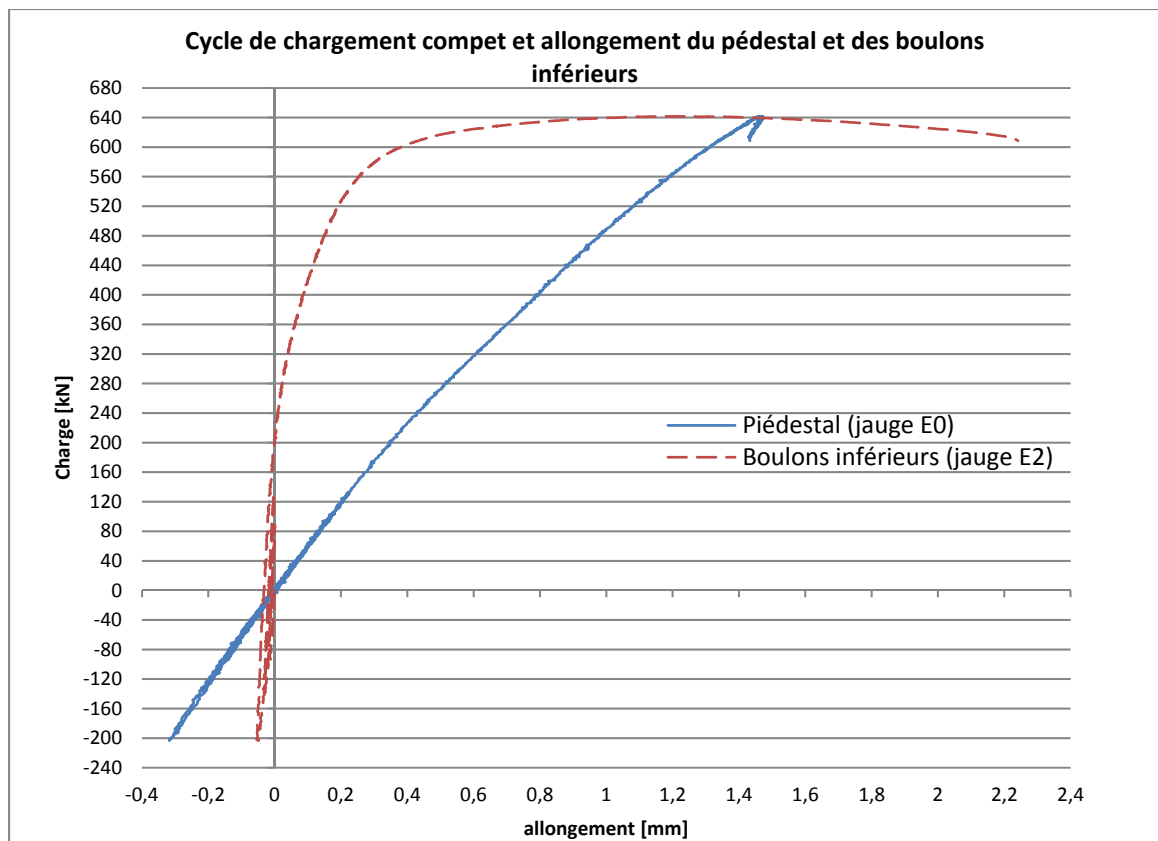


Figure-A XXX-1 Cycle de chargement complet et allongement du piédestal et des boulons inférieurs

ANNEXE XXXI

CALCULS RELATIFS À LA SÉPARATION DU JOINT BOULONNÉ INFÉRIEUR

Calcul de la tension de serrage initiale dans la vis en fonction du FS séparation pour les longueurs de vis et de membrure déterminées lors de la conception de détail

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Equation/Commentaire
Dimensions et propriétés joint boulonné				
Nbr de boulons	Nb	4		
Forces de tension piédestal max	Ptmax	201232,8048 N	N	
Force en tension max par boulon	P	50308,20123 N	N	$P=Ptmax/Nb$
Diamètre nominal vis	d	0,625 po	po	
Nombre de filets par pouce	n	11 po ⁻¹ (-1)	po ⁻¹	
Aire de chargement de la vis	At	0,226 po ²	po ²	
Module de Young boulon	Eb	200 GPa	GPa	
Module de Young membrure	Em	200 GPa	GPa	
Longueur membrure	Lm	1,625 po	po	
Longueur boulon	Lb	1,625 po	po	$Lb=Lm$
Facteur sécurité sur séparation joint	FSsep	2,150622595		FSsep, car il s'ajoute au FS de chargement
Régionné boulon entièrement fileté				
Constante élastique du boulon	Kb	706510,7692 N/mm	N/mm	$Kb=Kt*At*Eb/Lb$
Régionné membrure avec zone d'influence conique				
Constante élastique de la membrure	Km	3140381,642 N/mm	N/mm	hyp: arête boulon=1,5d $Km=(0,577*n*(Eb*d)/(2*ln(5*(0,577Lm+0,5*d)/(0,577L+2,5*d))))$
Régionné du joint				
Constante élastique du joint	C	0,473657711		$C=(Nb*Kb)/(Nb*Kb+Km)$
Force de serrage en tension dans la vis et couple de serrage associé				
Force de serrage en tension dans la vis	Ft	57000,000 N	N	$Ft=FSsep*P*(1-C)$

Calcul de la tension de serrage initiale dans la vis en fonction du FS séparation pour les longueurs de vis et de membrure corrigées

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Equation/Commentaire
Dimensions et propriétés joint boulonné				
Nbr de boulons	Nb	4		
Forces de tension piédestal max	Ptmax	201232,8048 N	N	
Force en tension max par boulon	P	50308,20123 N	N	$P=Ptmax/Nb$
Diamètre nominal vis	d	0,625 po	po	
Nombre de filets par pouce	n	11 po ⁻¹ (-1)	po ⁻¹	
Aire de chargement de la vis	At	0,226 po ²	po ²	
Module de Young boulon	Eb	200 GPa	GPa	
Module de Young membrure	Em	200 GPa	GPa	
Longueur membrure	Lm	2,216 po	po	
Longueur boulon	Lb	2,216 po	po	$Lb=Lm$
Facteur sécurité sur séparation joint	FSsep	2,150622595		FSsep, car il s'ajoute au FS de chargement
Régionné boulon entièrement fileté				
Constante élastique du boulon	Kb	518085,6426 N/mm	N/mm	$Kb=Kt*At*Eb/Lb$
Régionné membrure avec zone d'influence conique				
Constante élastique de la membrure	Km	2794709,854 N/mm	N/mm	hyp: arête boulon=1,5d $Km=(0,577*n*(Eb*d)/(2*ln(5*(0,577Lm+0,5*d)/(0,577L+2,5*d))))$
Régionné du joint				
Constante élastique du joint	C	0,425790555		$C=(Nb*Kb)/(Nb*Kb+Km)$
Force de serrage en tension dans la vis et couple de serrage associé				
Force de serrage en tension dans la vis	Ft	62183,752 N	N	$Ft=FSsep*P*(1-C)$

Calcul du FS séparation en fonction de la force minimale de serrage en tension dans le vis

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Equation/Commentaire
Dimensions et propriétés joint boulonné				
Nbr de boulons	Nb	4		
Forces de tension piedestal max	Ptmax	201232,8048 N	N	
Force en tension max par boulon	p	50308,20123 N	N	Ptmax/Nb
Diamètre nominal vis	d	0,625 po	po	
Nombre de filets par pouce	n	11 po ⁻¹ (-1)	po ⁻¹	
Aire de chargement de la vis	At	0,226 po ²	po ²	
Module de Young boulon	Eb	200 GPa	GPa	
Module de Young membrure	Em	200 GPa	GPa	
Longueur membrure	Lm	2,226 po	po	
Longueur boulon	Lb	2,226 po	po	Lb=Lm
Facteur sécurité sur séparation joint	FSsep	1,425861803		FS<1, car il s'ajoute au FS de chargement
Région de la vis entièrement filetée				
Constante élastique du boulon	Kb	518086,6426 N/mm	N/mm	Kb=At*Eb/Lb
Région de la membrure avec zone d'influence conique				
Constante élastique de la membrure	Km	2794709,634 N/mm	N/mm	hyp: atête boulon=L3d Km=(0,577*n*Eb*d)/(2*n*(5*(0,577*Lm+0,5*d) (0,577L+2,5*d)))
Région du joint				
Constante élastique du joint	C	0,425790555		C=(Nb*Kb)/(Nb*Kb+Km)
Force de serrage en tension dans la vis et couple de serrage associé				
Force de serrage en tension dans la vis	Fi	42750,000 N	N	Fi=FSsep*P*(1-C)

Calcul de la tension initiale et du couple de serrage de la vis en fonction des résultats expérimentaux

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Equation/Commentaire
Force de serrage en tension expérimentale pour différents couples de serrage sur la séparation des plaques				
à la charge max de conception en service				
Charge exp. min lorsque Fsep=1	Fsepmin [Fsep]=1	26000 N	N	Charge expérimentale provoquant sep jointe
Force serrage tension vis vis	Fsep	5000 N	N	
Force tension piedestal max	Ptmax	201232,8048 N	N	
Ratio des charge appliquées	Rcharge	1,257705031		Rcharge=Ptmax/Fsepmin [Fsep]=1
Force serrage tension [Fsep]=1 & Ptmax	P [Fsep]=1 & Ptmax	31639,18175 N	N	P [Fsep]=1 & Ptmax=Rcharge*Fsep
Fsep dérivé à la conception piedestal max	Fsepplaidér=1	1,1		Fsepplaidér=1
Force serrage tension [Fsepplaidér]	P [Fsepplaidér]	55803,10348 N	N	P [Fsepplaidér]=Fsepplaidér*P [Fsep]=1 & Ptmax
Couple de serrage associé				
Diamètre nominal du la vis	d	0,625 po	po	
Couple de serrage associé	T	210,134 N-m	N-m	T=0,3*F*P
Couple de serrage associé	T	187,027 lb-ft	lb-ft	

Calcul du FS des vis de serrage pour les nouvelles conceptions d'avant-bras du joint boulonné intérieur

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Equation/Commentaire
Dimensions et propriétés joint boulonné				
Unité cylindre de la vis	Su	150000 psi	psi	
Unité cylindre de la vis	Su	1034,217192 MPa	MPa	
Diamètre nominal vis	d	0,625 po	po	
Nombre de filets par pouce	n	11 po ⁻¹ (-1)	po ⁻¹	CONVERSION MPa (SI) EN MPa (SI) POUR SPS: 684*1000
Force de vis	p	0,000000000 po	po	CONVERSION MPa (SI) EN MPa (SI) POUR SPS: 684*1000
Maxime minime de la vis	dr	0,000000000 po	po	1MPa/684011 = dr = 1,448000 po
Contraintes et FS en serrage				
Force de serrage en tension dans la vis	Fi	34460 N	N	
Contrainte axiale normale	ax	600,0074227 MPa	MPa	ax = (F*Fi)/(p*dr ²)
Couple de serrage associé	T	25035415 N-m	N-m	
Couple momentaire joint au dimensionnement	Th	1,75,167025 N-m	N-m	Th = 0,5*T
Contrainte de cisaillement	xy	243,2061034 MPa	MPa	xy = (10*Th)/(p*dr ³)
Contrainte équivalente	el	728,1060008 MPa	MPa	el=xy*(2/3)/(p*(2/3)/(p*(2/3)/(1/3))
Facteur de sécurité lors du serrage	FSsur	2,480		FSsur=Su/el

FS<1, car on a considéré
pour le FS de chargement

Calcul du FS (déformation permanente en service (plastique)) pour les nouvelles consignes d'assemblage du joint boulonné inférieur

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Equation/Commentaire
Dimensions et propriétés joint boulonné				
Grade du boulon		SAE Grade 8		
Résistance éprouvée du boulon «proof strength»	Sp	120000 psi		Note: Sp ≈ 0.85 x Sy
Résistance éprouvée du boulon «proof strength»	Sp	827,870,736 MPa		
Aire de chargement de la vis	At	0,226 in ²		
Force de serrage en tension dans la vis	Fi	78858 N		
Constante élastique du joint	C	0,425790555		
Force en tension max par boulon	P	509060028 N		110000,00 N
Facteur de sécurité sur déform. permanente en service statique	FStstat	1,330		FStstat = (Sp*Fi*7)/(C*P)

PS>1, car il s'agit de la PS de chargement

Calcul du FS lors du service en fatigue pour les nouvelles consignes d'assemblage du joint boulonné inférieur

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Equation/Commentaire
Dimensions et propriétés joint boulonné				
Force en tension piédestal en fatigue	Ftplat	134155,208 N		à pression nominal
Force en compression piédestal en fatigue	Fcpfat	-134155,208 N		à pression nominal
Nbr de boulons	Nb	4		
Force en tension max par boulon en fatigue	Pmax	33538,80082 N		P=Ftplat/Nb
Force en comp. max par boulon en fatigue	Pmin	-33538,80082 N		P=Fcpfat/Nb
Force de serrage en tension dans la vis	Fi	78858,16761 N		
Limite ultime de la vis	Sut	150000 psi		
Limite ultime de la vis	Sut	1034,213592 MPa		
Limite élastique de la vis	Sy	130000 psi		
Limite élastique de la vis	Sy	896,5184464 psi		
Aire de chargement de la vis	At	0,226 in ²		
Aire de chargement de la vis	At	145,80629 mm ²		
Limite d'endurance	Se	23200 psi		
Limite d'endurance	Se	159,9083689 MPa		
Résistance éprouvée du boulon «proof strength»	Sp	120000 psi		Note: Sp ≈ 0.85 x Sy
Résistance éprouvée du boulon «proof strength»	Sp	827,870,736 MPa		
Constante élastique du joint	C	0,425790555		

Calcul de résistance en fatigue selon la théorie présentée dans le Shigley's

Contrainte normale alternée dans la vis	an	97,94170981 MPa	$an=C*(Pmax-Pmin)/(2*At)$
Contrainte normale moyenne dans la vis	am	540,8424967 MPa	$am=C*(Pmax+Pmin)/(2*At)+Fi/At$
Contrainte normale de serrage dans la vis	di	540,8424967 MPa	$di=Fi/At$

Note: Changement cyclique de la vis avec am > di, car le changement extérieur (Pmin à Pmax) est complètement inversé

FS fatigue selon la ligne du critère ASME-elliptic (Shigley's table 6-8)

FS fatigue ASME-elliptic	FStfat	1,383	$FStfat=1/(1/100/Se)^2+(am/Se)^2)^{1/2}$ FStfat>1, car on n'y considère pas le FS de chargement FStfat=Sp/(100*am) FStfat>1, car on n'y considère pas le FS de chargement
FS sur la déformation plastique (Shigley's equation 6-15)			
FS déformation plastique	FSpplast	1,295	

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- API. 2012. *Standard for Actuator Sizing and Mounting Kits for Pipeline Valves*, 1^{ère} éd. Norme nationale des États-Unis, AINSI/API STANDARD 6DX. Washington (D. C.) : American Petroleum Institute, 51 p.
- API. 2016. « 2016 Publications Programs and Services ». En ligne. 211 p. http://www.api.org/~media/Files/Publications/Catalog/2016_catalog/2016%20API%20Catalog_Full%20final.pdf. Consulté le 14 décembre 2015.
- API. [s.d.]. « About API ». In *API Website*. En ligne. < <http://www.api.org/about> >. Consulté le 7 novembre 2015.
- ASME. 2011. *Boiler and Pressure Vessel Code : Nondestructive Examination*. Norme nationale des États-Unis, ASME BPVC V. New York (N. Y.) : American Society of Mechanical Engineers, 668 p.
- ASTM International. 2014. *Standard Specification for Carbon Structural Steel*. Norme internationale, A36/A36M-14. Conshohocken (Penns.) : American Society of Testing and Materials International, 3 p.
- AWS. 2005. *Specification for Carbon Steel Electrodes and Rods for Gas Shielded Arc Welding*. Norme nationale des États-Unis, AWS A5.18/A5.18M:2005. Miami (Flor.) : American Welding Society, 34 p.
- AWS. 2010. *Structural Welding Code – Steel*, 22^e éd. Norme nationale des États-Unis, AWS D1.1/D1.1M:2010. Miami (Flor.) : American Welding Society, 540 p.
- Beric Davis Compagnies International. 2015. « Cast Carbon Steel : Gate, Globe, and Check Valve Technical Data ». En ligne, 19 p. <http://www.bericvalves.com/wp-content/uploads/2015/10/Beric-cast-steel-valves-2015-100615.pdf>. Consulté le 18 mars 2016.
- Boyer, Howard E. 1986. *Atlas of Fatigue Curves*, 1^{ère} éd. Materials Park (Ohio): ASM International, 518 p.
- Budynas, Richard G. et J. Keith Nisbett. 2011. *Shigley's Mechanical Engineering Design*, 9^e éd. New York (N. Y.) : McGraw Hill Education, 1088 p.
- Bush, Donald R., John C. Brown et Keith R. Lewis. 2004. « An Overview of NACE International Standard MR0103 and Comparison With MR0175 ». In *Corrosion 2004*. (Nouvelle-Orléans (Louis.), 28 mars-1^{er} avril 2004), p. 1-16. Houston (Tex.) : NACE International.

- CEPA. 2014. « Module d'orientation à l'intention des représentants fonciers pour les pipelines sous réglementation fédérale ». En ligne. 27 p. <http://www.cepa.com/fr/wp-content/uploads/2014/04/CEPA-Land-Representative-Orientation-FINAL-FRENCH.pdf>. Consulté le 14 décembre 2015.
- CEPA. [s.d.]. « Réglementation et normes ». In *Le site de l'Association canadienne des pipelines d'énergie*. En ligne. < <http://www.cepa.com/fr/a-propos-des-pipelines/construction-des-pipelines/reglementation-et-normes> >. Consulté le 14 décembre 2015.
- Control Seal. [s.d.]. « Non-Contact Rising Stem Ball Valve ». En ligne. 18 p. http://www.controlseal.nl/uploaded_files/RSBV%20lowres.pdf. Consulté le 18 mars 2016.
- CSA. 2015. « CSA Group : Overview ». En ligne. 18 p. <http://www.ontarioenergyboard.ca/html/oebenergyeast/documents/PartTwo/StakeholderForum/Panel%201/1.2%20Canadian%20Standards%20Association.pdf>. Consulté le 14 décembre 2015.
- CSA. [s.d.]. « Accreditation - Standards Development ». In *Canadian Standards Association Website*. En ligne. < <http://www.csagroup.org/global/en/about-csa-group/why-csa-group/accreditation-standards-development> >. Consulté le 14 décembre 2015.
- CSOEM. 2013. « Minutes for 2013 Winter Meeting of the API Subcommittee 6 Valves and Wellhead Equipment ». En ligne. 4 p. <http://mycommittees.api.org/standards/ecs/sc6/Meeting%20Materials/2013/2013%20Winter%20Meetings%20-%20Houston,%20TX%20-%20February/Plenary%20Meeting%20-%20February%206,%202013/SC6%20Winter%20Meeting%20Minutes%202013-02-06.pdf>. Consulté le 14 décembre 2015.
- Deloitte. 2013. « Energy East : The Economic Benefits of TransCanada's Canadian Mainline Conversion Project ». En ligne. 37 p. http://www.ontarioenergyboard.ca/html/oebenergyeast/documents/Deloitte_energy_east_economic_benefits.pdf. Consulté le 14 décembre 2015.
- Engineering Photos, Videos and Articles. [s.d.]. « Valves ». In *Engineering Photos, Videos and Articles Website*. En ligne. < <http://emadrlc.blogspot.ca/p/blog-page.html> >. Consulté le 18 mars 2016.
- Giraud, Laurent. 2008. « Sécurité des machines : Prévention des phénomènes dangereux d'origine mécanique — Protecteurs fixes et distances de sécurité ». En ligne. 69 p. <http://www.irsst.qc.ca/media/documents/pubirsst/RG-552.pdf>. Consulté le 2 août 2016.

- Hawkins, Richard, Marc Godin et Peter Josty. 2008. *Interprovincial Regulatory Barriers to Procurement in Western Canada's Oil and Gas Sector : Potential Standardization-Based Solutions*. Coll. « THECIS Report ». Calgary (Alb.) : The Centre for Innovation Studies (THECIS), 76 p.
- Hughes, Steven E. 2009. *A Quick Guide to Welding and Weld Inspection*, 1^{ère} éd. Coll. « Quick Guide ». Cambridge, Royaumes Unis : Woodhead Publishing Limited, 138 p.
- ISO. 2003. *Assembly Tools for Screws and Nuts — Hand Torque Tools — Requirements and Test Methods for Design Conformance Testing, Quality Conformance Testing and Recalibration Procedure*. Norme internationale, ISO 6789:2003. Genève, Suisse : International Organization for Standardization, 15 p.
- ISO. [s.d.]-a. « ISO/TC 67 Matériel, équipement et structures en mer pour les industries pétrolière, pétrochimique et du gaz naturel ». In *Le site de l'Organisation internationale de normalisation*. En ligne. < http://www.iso.org/iso/fr/home/standards_development/list_of_iso_technical_committees/iso_technical_committee.htm?commid=49506 >. Consulté le 14 décembre 2015.
- ISO. [s.d.]-b. « À propos de l'ISO ». In *Le site de l'Organisation internationale de normalisation*. En ligne. < [http://www.iso.org/iso/fr/home/about.htm? =](http://www.iso.org/iso/fr/home/about.htm?=) >. Consulté le 14 décembre 2015.
- ISO. [s.d.]-c. « ISO 12490:2011 : Industries du pétrole et du gaz naturel — Intégrité mécanique et dimensionnement des motorisations et éléments de montage des vannes de conduites ». In *Le site de l'Organisation internationale de normalisation*. En ligne. < http://www.iso.org/iso/fr/home/store/catalogue_tc/catalogue_detail.htm?csnumber=51460 >. Consulté le 14 décembre 2015.
- James F. Lincoln Arc Welding Foundation. 2000. *The Procedure Handbook of Arc Welding*, 14^e éd. Cleveland (Ohio) : James F. Lincoln Arc Welding Foundation.
- Johannesson, Paul et Erik Perjons. 2014. *An Introduction to Design Science*. Coll. « Springer eBooks Collection — Computer Science ». Cham, Suisse : Springer International Publishing, 197 p.
- Kah, Paul , Hamidreza Latifi, Raimo Suoranta, Jukka Martikainen et Markku Pirinen. 2014. « Usability of Arc Types in Industrial Welding ». *International Journal of Mechanical and Materials Engineering*. En ligne. Vol 9, n° 1. < <http://link.springer.com/article/10.1186%2Fs40712-014-0015-6> >. Consulté le 14 décembre 2015.
- Kaufman, John G. et Elwin L. Rooy. 2004. *Aluminum Alloy Castings Properties, Processes, and Applications*. Materials Park (Ohio) : ASM International, 340 p.

- Keating, Peter B. et John W. Fisher. 1986. *Review of Fatigue Tests and Design Criteria on Welded Details : Final Report*. Coll. « Fritz Laboratory Report », 488.1(86). Bethlehem (Penns.) : Université Lehigh, 180 p.
- Keating, Peter B. et John W. Fisher. 1987. « Fatigue Design Criteria for Welded Steel Details ». In *Materials and Member Behavior, Proceedings of the Sessions at Structures Congress '87*. (Orlando (Flor.), 17-20 août 1987), p. 305-318. New York (N. Y.) : American Society of Civil Engineers.
- Klas, Weman. 2012. *Welding Processes Handbook*, 2^e éd. Coll. « Woodhead Publishing in materials ». Philadelphie (Penns.) : Woodhead Publishing, 270 p.
- Kou, Sindo. 2003. *Welding Metallurgy*, 2^e éd. Coll. « Wiley Online Library ». Hoboken (N. J.) : Wiley-Interscience, 461 p.
- Lampman, Steve. 1997. *Weld Integrity and Performance*. Materials Park (Ohio) : ASM International, 417 p.
- Lee, Soon Gi et Arun M. Gokhale. 2006. « Formation of Gas Induced Shrinkage Porosity in Mg-Alloy High-Pressure Die-Castings ». *Scripta Materialia*, Vol 55, n° 4, p. 387-390. < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359646206003411> >. Consulté le 17 juillet 2016.
- Lincoln Electric. 2015. « Gas Metal Arc Welding : Product and Procedure Selection ». En ligne. 95 p. http://www.lincolnelectric.com/assets/global/Products/Consumable_MIGGMAWires-SuperArc-SuperArcL-50/c4200.pdf. Consulté le 14 décembre 2015.
- Lyttle, Kevin et W.F. Garth Stapon. 2005. «Simplifying Shielding Gas Selection ». *Practical Welding Today*. En ligne. Vol 9, n° 1. < <http://www.thefabricator.com/article/consumables/simplifying-shielding-gas-selection> >. Consulté le 17 juillet 2016.
- Manson, S. S. et Gary R. Halford. 2006. *Fatigue and Durability of Structural Materials*. Materials Park (Ohio) : ASM International, 456 p.
- Mertz, Dennis. 2012. *Steel Bridge Design Handbook : Design for Fatigue*. Coll. « Federal Highway Administration Technical Report », FHWA-IF-12-052 – Vol. 12. Springfield (Virg.) : National Technical Information Service, 31 p.
- Messler Jr., Robert W. 2004. *Joining of Materials and Structures : From Pragmatic Process to Enabling Technology*. Burlington (Mass.) : Elsevier Butterworth-Heinemann, 790 p.

- Miller. 2012. « Miller's Guidelines for Gas Metal Arc Welding (GMAW) ». En ligne. 17 p. < https://www.millerwelds.com/-/media/miller-electric/files/pdf/resources/bookspamphlets/mig_handbook.pdf >. Consulté le 14 décembre 2015.
- MSS. 1989. *Multi-Turn Valve Actuator Attachment : Flange and Driving Component Dimensions and Performance Characteristics*. Norme nationale des États-Unis, MSS SP-102-1989. Vienna (Virg.) : Manufacturers Standardization Society of the Valve and Fittings Industry, 5 p.
- Naidu, Desineni S., Selahattin Ozcelik et Kevin L. Moore. 2003. *Modeling, Sensing and Control of Gas Metal Arc Welding*, 1^{ère} éd. Kidlington, Angleterre : Elsevier Science, 351 p.
- Nasr, G. G. et N. E. Connor. 2014. *Natural Gas Engineering and Safety Challenges : Downstream Process, Analysis, Utilization and Safety*, 1^{ère} éd. Cham, Suisse : Springer International Publishing., 402 p.
- Oberg, Erik, Franklin D. Jones, Holbrook L. Horton et Henry H. Ryffel. 2008. *Machinery's Handbook*, 28^e éd. New York (N. Y.) : Industrial Press, 2692 p.
- Olivier, Joey. 2015. « L'hiver québécois en faits et chiffres ». In *Le site de Météo média*. En ligne. < <http://www.meteomedia.com/nouvelles/articles/lhiver-en-chiffres/15254> >. Consulté le 15 février 2016.
- Otegui, J. L., H. W. Kerr, D. J. Burns et U. H. Mohaupt. 1989. « Fatigue Crack Initiation From Defects at Weld Toes in Steel ». *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. En ligne. Vol 38, n° 5, p. 385-417. < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0308016189900483> >. Consulté le 15 décembre 2015.
- Petrostar Valve Inter'L. [s.d.]. « Catalogue ». En ligne. 72 p. <http://www.petrostarvalve.com/cms/pimgs/limg/1170.pdf>. Consulté le 15 février 2016.
- Petrostar Vista Valves. 2014. « API 6D Through Conduit Gate Valve ». En ligne. 19 p. <http://petrostarvista.com/Common/Catalogs/PSV%20TCGATE%20VALVE%20ADED%20NEW1014.pdf>. Consulté le 15 février 2016.
- Ryan, J. T. 2006. « Pipeline ». In *Le site de l'encyclopédie canadienne*. En ligne. < <http://www.encyclopediecanadienne.ca/fr/article/pipeline-1/> >. Consulté le 15 février 2016.
- Scotti, Américo, Vladimir Ponomarev et William Lucas. 2014. « Interchangeable Metal Transfer Phenomenon in GMA Welding : Features, Mechanisms, Classification ». *Journal of Materials Processing Technology*. En ligne. Vol 214, n° 11, p. 2488-2496. < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0924013614001976> >. Consulté le 14 décembre 2015.

- Scotti, Américo, Vladimir Ponomareva et William Lucasb. 2012. « A Scientific Application Oriented Classification for Metal Transfer Modes in GMA Welding ». *Journal of Materials Processing Technology*. En ligne. Vol 212, n° 6, p. 1406-1413. < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0924013612000490> >. Consulté le 14 décembre 2015.
- Scribd. [s.d.]. « Pipeline Defects Book ». In *Scribd Website*. En ligne. < <https://fr.scribd.com/doc/50588628/Pipeline-Defects-Book> >. Consulté le 6 juillet 2016.
- Shen, Wenyu. 1992. « Effects of Residual Stress, Weld Toe Notch and Weld Defects on Fatigue of Welded Steel Structures ». Thèse de doctorat en science des matériaux et génie, Beaverton (Oreg.), Oregon Graduate Institute of Science & Technology, 216 p.
- Statistique Canada. 2014. « Approvisionnement et demande d'énergie, 2013 ». En ligne. 2 p. <http://www.statcan.gc.ca/daily-quotidien/141212/dq141212c-fra.pdf>. Consulté le 12 décembre 2014.
- Swift, K. G. et J. D. Booker. 2003. *Process Selection From Design to Manufacture*, 2^e éd. Burlington (Mass.) : Butterworth-Heinemann Elsevier, 336 p.
- TWI. [s.d.]. « Defects/Imperfections in Welds : Porosity ». In *The Welding Institute Website*. En ligne. < <http://www.twi-global.com/technical-knowledge/job-knowledge/defects-imperfections-in-welds-porosity-042/> >. Consulté le 25 juillet 2016.
- Uttrachi, Jerry. 2016. « MIG Shielding Gas Control and Optimization ». En ligne. 23 p. http://www.netwelding.com/Shielding_Gas_Control_Download.pdf. Consulté le 28 juillet 2016.
- Zenith Trading Co. [s.d.]. « Kitz Valves ». In *Zenith Trading Co. Website*. En ligne. < <http://www.zenithtradingco.com/kitz-valves.html> >. Consulté le 18 mars 2016.
- Zhejiang Onero Valve Co. 2014. « API Cast Steel Gate Valve : Bolted Bonnet ». In *Onero Valve Website*. En ligne. < <http://www.onevalves.com/api-cast-steel-gate-valve-bolted-bonnet.html> >. Consulté le 4 mars 2016.